This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

Consignes d'utilisation

Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

+ *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.

+ *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.

+ *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.

+ *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse `http://books.google.com`

BULLETIN

DE

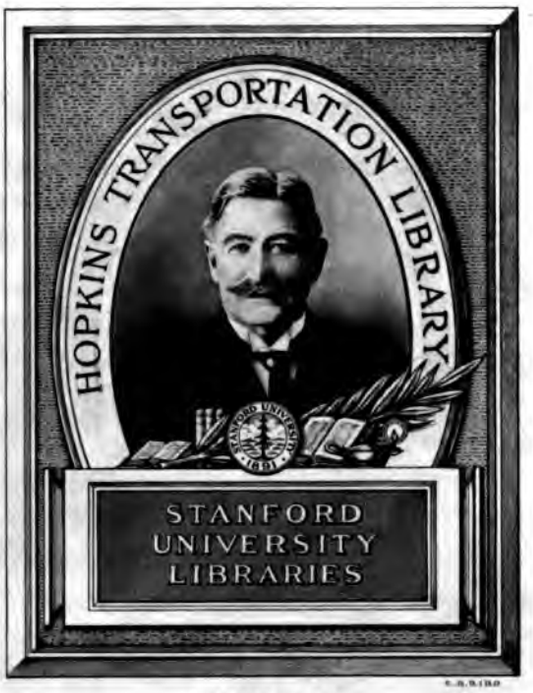
L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

N° 11

SESSION 1900

CONGRÈS

D'ARCHITECTURE ET DE CONSTRUCTION NAVALES



GIFT OF

DR. WILLIAM F. DURAND

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE

MARITIME.

ΑΕΙ Ο ΘΕΟΣ ΓΕΩΜΕΤΡΕΙ

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

N° 11. — SESSION DE 1900.

CONGRÈS D'ARCHITECTURE ET DE CONSTRUCTION NAVALES.

PARIS,

GAUTHIER-VILLARS, IMPRIMEUR-LIBRAIRE

DU BUREAU DES LONGITUDES, DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE,

Quai des Grands-Augustins, 55.

1900

568129

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

STATUTS

APPROUVÉS PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE DU 1er DÉCEMBRE 1888,
MODIFIÉS PAR LES ASSEMBLÉES GÉNÉRALES DU 17 JANVIER 1895, DU 15 JUIN 1898
ET DU 29 MAI 1899.

But de l'institution.

ART. 1. — Il est créé à Paris une *Association technique maritime* ayant pour but de perfectionner la construction et l'armement des navires :

1° En rassemblant en commun les résultats de l'expérience acquise isolément par les constructeurs, mécaniciens, officiers de marine, armateurs, yachtsmen et autres, et qui, sans valeur lorsqu'ils restent isolés, peuvent aider au progrès des constructions lorsqu'ils se trouveront condensés dans une publication spéciale;

2° En faisant connaître les résultats des travaux accomplis à l'étranger, et en constituant des archives renfermant tous les renseignements utiles aux industries maritimes;

3° En mettant à la disposition de l'initiative individuelle la force collective de l'institution pour étudier les inventions nouvelles, discuter les théories et problèmes techniques, et poursuivre les recherches expérimentales et autres, qui peuvent être de nature à faire progresser la science des constructions navales et les méthodes d'exploitation maritime.

Organisation.

ART. 2. — L'Association technique maritime se composera de *membres donateurs*, de *membres adhérents* et de *membres honoraires*.

Les membres donateurs et adhérents seront convoqués en assemblée générale chaque année, afin d'élire les membres du Bureau et le trésorier pour l'année suivante. Les membres du Bureau ainsi que le trésorier sont rééligibles.

§ 1. Tout candidat devra être âgé de 21 ans, au moins, et être présenté par deux membres au moins.

Les officiers des différents corps de la marine militaire seront admis sans avoir besoin de présentation.

Pourront être nommés *membres donateurs*, sur leur demande, les Sociétés ou Collectivités quelconques, admises par le Bureau, ainsi que toute personne remplissant les conditions nécessaires pour être admise comme membre adhérent. Les Sociétés ou Collectivités peuvent se faire représenter par un délégué aux assemblées générales.

§ 2. Le titre de *membre honoraire* pourra être donné aux personnes auxquelles l'Association désirera conférer une distinction honorifique.

§ 3. Auront droit au titre de *membre fondateur* les membres du Comité d'organisation et les premiers adhérents.

§ 4. L'admission provisoire des membres nouveaux sera prononcée par le Bureau.

L'admission sera rendue définitive par le vote de l'assemblée générale.

§ 5. Le Bureau peut prononcer pour motifs graves l'exclusion d'un membre, lequel est préalablement appeler à fournir des explications. La décision du Bureau peut être déférée par le membre intéressé à la plus prochaine assemblée générale.

Administration.

Art. 3. — L'Association sera administrée par son Bureau, composé d'un président, de six vice-présidents, d'un secrétaire général, d'un secrétaire, d'un secrétaire-adjoint et d'un trésorier.

Le Bureau s'adjoindra un certain nombre de membres adhérents, pouvant s'élever à vingt, pour former un *Comité d'études*, qui examinera les communications adressées à l'Association, décidera s'il y a lieu de les publier dans le *Bulletin* ou de les lire à l'assemblée générale, prendra toutes les mesures propres à favoriser le développement de l'Association, la création d'archives aussi complètes que possible, etc.

§ 1. Ce Comité d'études se réunira sous la présidence du président ou de l'un des vice-présidents, chaque fois que le Bureau le jugera nécessaire.

§ 2. Les fonctions du secrétaire général consisteront à diriger la correspondance de l'Association, à tenir les procès-verbaux de toutes les séances, à s'occuper de la publication des Mémoires, à prendre soin de la bibliothèque et des collections de la Société, à diriger la préparation des comptes.

§ 3. Le secrétaire général sera assisté du secrétaire et du secrétaire-adjoint. Ce dernier sera chargé spécialement de la bibliothèque et de l'impression du *Bulletin de l'Association*.

Assemblée générale.

Art. 4. — Une assemblée générale de l'Association aura lieu chaque année à Paris, au siège provisoire de la Société, rue de l'Arcade, 16.

§ 1. L'ordre du jour de l'assemblée générale sera fixé ainsi qu'il suit :

1° Lecture des rapports du Comité d'études et du trésorier;

2° Élection du Bureau pour l'année suivante;

3° Lecture et discussion des Mémoires approuvés par le Comité d'études;

4° Modification des statuts s'il y a lieu.

Le nouveau Bureau entrera en fonctions à partir de la clôture de l'assemblée générale.

Cotisations.

ART. 5. — § 1. Les membres donateurs payeront une cotisation unique de 1000fr; ils recevront le *Bulletin de l'Association*. Les membres adhérents payeront une cotisation annuelle de 30fr: ils recevront en échange le *Bulletin de l'Association*.

La cotisation annuelle pourra être remplacée par un payement unique de 400fr, qui donnera droit au titre de souscripteur perpétuel.

§ 2. A défaut de payement pendant deux années consécutives, le Bureau pourra proposer la radiation.

Le Bureau pourra accorder des dispenses de cotisation aux membres et associés qui se trouveront dans des conditions spéciales, ou accepter en payement des livres ou autres objets utiles à l'Association.

Les membres honoraires ne payeront pas de cotisation.

§ 3. Les cotisations sont dues à compter du 1er janvier de chaque année, quelle que soit l'époque de l'admission. La première année se comptera à partir du 1er janvier 1889.

Emploi des fonds.

ART. 6. — Les ressources provenant des cotisations et des dons faits à l'Association seront employées au payement des frais de toute sorte supportés par l'administration, à la publication du *Bulletin*, à la constitution d'une bibliothèque technique, etc.

Les sommes restant en caisse à la fin de chaque année seront placées par les soins du Bureau, et réservées pour faire face aux dépenses exceptionnelles que l'Association peut avoir à supporter.

Dispositions légales.

ART. 7. — Nul ne peut être élu membre du Bureau s'il n'est Français et s'il ne jouit pas de ses droits civils et politiques.

ART. 8. — Le président de la Société fera connaître en temps utile à l'autorité les changements qui viendront à se produire dans la composition du Bureau.

Il adressera chaque année à M. le Préfet de police un compte rendu sur la situation morale et financière de la Société.

ART. 9. — Les discussions politiques et religieuses sont formellement interdites dans les réunions.

ART. 10. — Les modifications statutaires qui seraient adoptées ne pourront être mises en vigueur sans l'approbation préalable de l'autorité.

ART. 11. — La dissolution de l'Association ne pourra être prononcée que par une assemblée générale, et à la majorité des deux tiers des membres présents.

ART. 12. — En cas de dissolution, les fonds restant en caisse, après toutes dépenses soldées, seront versés à une Société scientifique ou à une Société de bienfaisance, selon la décision prise à ce sujet par l'assemblée générale.

NOTA. — Les correspondances, Mémoires, brochures, livres, journaux, etc., doivent être adressés à M. le secrétaire général de l'Association technique maritime, 16, rue de l'Arcade, à Paris.

Les cotisations non encore payées peuvent être adressées à **M. Borja de Mozota**, trésorier, Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris.

ANNÉE 1900.

MEMBRES DU BUREAU.

Président :	M. de Bussy, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite.
Président d'honneur :	M. le Vice-Amiral Thomasset.
Vice-presidents :	M. Bertin, Directeur du Génie maritime. M. Bienaymé, Inspecteur général du Génie maritime, en retraite. M. Bordes (Adolphe), Armateur. M. Daymard, Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique. M. Menier (Henri), Ingénieur civil. M. J.-A. Normand, Constructeur de navires au Havre.
Secrétaire général :	M. Hauser, Ingénieur en chef de la Marine en retraite.
Secrétaire :	M. Turgan, Ingénieur civil des Constructions navales.
Secrétaire adjoint :	M. L. Muller, Capitaine au long cours.
Trésorier :	M. Borja de Mozota, Administrateur du Bureau Veritas.

COMITÉ D'ÉTUDES.

MM. les Membres du Bureau.

et MM. Carié, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
Chasseloup-Loubat (Marquis de), Ingénieur civil.
Degouy, Capitaine de frégate.
Doyère, Ingénieur en chef de la Marine.
Duprat, Directeur de la Compagnie des Chargeurs Réunis.
Guyou, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut.
Leclert, Ingénieur en chef de la Marine en retraite.
Menier (G.), Ingénieur civil.
Noel, Ingénieur en chef de la Marine en retraite.
Piaud, Ingénieur des Établissements Delaunay-Belleville.
Rueff, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine.
Widmann, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

LISTE DES MEMBRES DONATEURS.

Société Anonyme des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris.

Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris.

MM. Schneider et Cie, au Creusot et 1, boulevard Malesherbes, Paris.

MM. Delaunay-Belleville et Cie, Chantiers de l'Hermitage, Saint-Denis (Seine).

Société Anonyme des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*. boulevard Haussmann, Paris.

Société Anonyme des Ateliers et Chantiers de la Gironde, 62, rue de Provence, Paris.

Société Anonyme des Aciéries et Forges de Firminy, Firminy (Loire).

MM. Gio-Ansaldo, à Gênes.

S. A. le Prince Roland Bonaparte, 10, avenue d'Iéna, Paris.

Compagnie des Forges et Aciéries de la Marine et des Chemins de fer, Saint-Chamond (Loire).

Menier (Henri), Ingénieur civil, 8, rue Alfred-de-Vigny, Paris.

LISTE DES MEMBRES ADHÉRENTS.

MM.

ABRAHAM (A.), Ingénieur de la Marine de réserve, 80, rue Taitbout, Paris.

AFANASSIEF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 92, avenue de la République, Paris.

AFONASIEF, Sous-Inspecteur général mécanicien de la Marine Impériale Russe, Saint-Pétersbourg.

ALLEST (D'), Administrateur délégué des Chantiers et Ateliers de Provence, 40, chemin de la Madrague, Marseille.

AUROUS, Directeur du Génie maritime en retraite, 42, rue Vignon, Paris.

AUROUS, Ingénieur en chef de la Marine, 31, rue de la Rampe, Brest.

BACLÉ, Ingénieur civil, 57, rue de Châteaudun, Paris.

BACOT, Ancien Ingénieur de la Marine, 27, quai d'Orsay, Paris.

BAFFERT, Ingénieur de la Marine, Ministère de la Marine, Paris.

BAL (ED.), Administrateur délégué du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris.

BANKSON, Ingénieur de la Marine des États-Unis, Navy Department, Washington.

BARON, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, Bordeaux.

BASSETTI, Ingénieur civil des Constructions navales, 110, boulevard Magenta, Paris.

BEARD DU DÉZERT, Enseigne de vaisseau à bord de la *Caravane*.

BELAMY, Inspecteur du Bureau Veritas, 19, rue de la Verrerie, Nantes.

BERLHE DE BERLHE, Expert du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris.

BERLHE DE BERLHE (C.), Ingénieur de la Marine, Guérigny.

BERNARD (R.), Président de la Société Nantaise de Navigation à vapeur, 31, rue Le Peletier, Paris.

BERNARD (G.), Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, 33, rue Jules-Lecesne, le Havre.

BERNARDI, Directeur technique du Chantier naval Odero, Gênes.

BERNHEIM, Ingénieur en chef de la Marine, 21, avenue Mac-Mahon, Paris.

BERRIER-FONTAINE, Directeur du Génie maritime, Indret.

BERTIN, Directeur du Génie maritime, Chef de la Section technique, Ministère de la Marine, Paris.

BESSON, Ingénieur en chef de la Marine, Rochefort-sur-Mer.

BIDERMANN, Ingénieur, 21, boulevard Saint-Germain, Paris.

BIENAYMÉ, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, 14, rue Revel, Toulon.

BOISSEVAIN, Inspecteur du Bureau Veritas, 19, rue de la Darse, Marseille.

BONDY (vicomte L. DE), Président de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 62, rue de Provence, Paris.

BONNARDEL (I.), Administrateur de la Compagnie de Navigation du Rhône, 44, avenue des Champs-Élysées, Paris.

BONNET (A.), Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, 12, rue Just-Viel, le Havre.

BORDES (Adolphe), Armateur, 11, boulevard Malesherbes, Paris.

MM.

Borja de Mozota, Administrateur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris.

Boulvin, Ingénieur principal de la Marine Belge, Professeur à l'Université, 18, rue du Fort, Gand.

Brace, Ingénieur-Constructeur, 25, Water Street, Liverpool.

Bretel, Officier de Marine en retraite, Inspecteur technique de la Compagnie d'assurances La Foncière et du Comptoir d'Escompte, 12, place de la Bourse, Paris.

Bricard (H.), Directeur de l'exploitation des Forges et Chantiers de la Méditerranée, le Havre.

Brillié (H.), Ingénieur de la Marine, Indret.

Brocard, Ingénieur de la Marine, 13, rue de l'Université, Paris.

Brosser, Ingénieur principal des Constructions mécaniques chez MM. Schneider et Cie, le Creusot.

Brotherhood, Ingénieur (S. P.), 15 et 17, Belvedere Road, Lambeth, Londres.

Bussy (de), Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Ingénieur conseil de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 7, rue de Jouy, Paris.

Cabrol (Baron Ph. de), Administrateur Délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris.

Cadiat, Ancien Ingénieur de la Marine, 20, place d'Armes, Toulon.

Caillard, Ancien Juge au Tribunal de Commerce, 80, rue de Prony, le Havre.

Canet, Directeur de l'artillerie de MM. Schneider et Cie (S. P.), 1, boulevard Malesherbes, Paris.

Carié, Ingénieur en chef de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris.

Castelnau, Ingénieur de la Marine, Ministère de la Marine, Paris.

Chace (Mason Smith), Ingénieur civil des Constructions navales, hôtel Warwick, Newport-News, Virginia, États-Unis.

Chaigneau (H.), Ingénieur, 20, rue Chardon-Lagache, Paris.

Chaligny, Ingénieur-Constructeur, 54, rue Philippe-de-Girard, Paris.

Chapman, Ingénieur civil, 10, rue Laffitte, Paris.

Chardonnet (Comte de), 43, rue Cambon, Paris.

Charles-Roux, Ancien Député, Président de la Société des Chantiers et Ateliers de Provence, 9, rue Christophe-Colomb, Paris.

Chasseloup-Laubat (Marquis de), Ingénieur civil (S. P.), 51, avenue Kléber, Paris.

Chaudoye, Directeur général de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris.

Chevreux, Ingénieur civil, 11, rue Chevalier, Levallois-Perret.

Choron, Ingénieur en chef de la Marine, Ministère de la Marine, Paris.

Claparède (Cl.), Ingénieur-Constructeur, Argenteuil.

Claparède (Fr.), Ingénieur-Constructeur, Argenteuil.

Clauzel, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'École d'Application du Génie maritime, 140, boulevard Montparnasse, Paris.

Cleef (J.-E. van), Ingénieur de la Marine Néerlandaise, Département de la Marine, Sœrabaya.

Clermont (de), Administrateur de la Compagnie des Chargeurs Réunis, 11, rue Barbette, Paris.

MM.

COLINET, Ingénieur aux Chantiers et Ateliers de la Gironde, Bordeaux.

COMPÈRE, Président de l'Association des Propriétaires d'appareils à vapeur, 66, rue de Rome, Paris.

COP, Ingénieur de la Marine Néerlandaise, 29, Orange plantage, Delft (Hollande).

COURVILLE (DE), Ingénieur en chef de la Marine, Professeur à l'École des Hautes-Études de la Marine, 3, square du Croisic, Paris.

COVILLE, Ingénieur en chef des Chantiers de Graville, 7, rue Saint-Michel, le Havre.

CRETS, Ingénieur en chef, Directeur de la Société Cockerill, Hoboken (Belgique).

CROLL (D.), Directeur des Chantiers de Fijenoord, 70, Boompjes, Rotterdam (Hollande).

CRONEAU, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Lisbonne (Portugal).

DAYMARD, Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris.

DEGOIX, Assureur maritime, 33, rue Vivienne, Paris.

DEGOUY, Capitaine de frégate, à bord du *Valmy*.

DELAITRE, Ingénieur de la Marine en retraite, Ingénieur à la Compagnie de l'Ouest, 21, rue d'Amsterdam, Paris.

DELAUNAY-BELLEVILLE, Constructeur, Directeur de l'exploitation de l'Exposition Universelle de 1900, 19, boulevard Richard-Wallace, Neuilly-sur-Seine.

DELZONS, Représentant à Paris de la Maatschppij de Maas, de Rotterdam, 1, rue Scribe, Paris.

DENNY (Arch[d]), Constructeur, Leven Shipyard, Dumbarton (Angleterre).

DEZEUSTRE, Assureur maritime, rue Adolphe-Thiers, Boulogne-sur-Mer.

DIBOS, Ingénieur de la Compagnie d'Assurances maritimes la Foncière 12, place de la Bourse, Paris.

DIOU, Attaché à la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris.

DOLGOROUKOW, Ingénieur de première classe de la Marine Impériale Russe, Ministère de la Marine, Saint-Pétersbourg.

DORÉMIEUX (A.), Fabricant de chaînes, Saint-Amand (Nord).

DOYÈRE, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Fou-Tcheou (Chine).

DREYFUS (J.), Ingénieur, 2, rue de Compiègne, Paris.

DREYFUS (M.), Administrateur délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris.

DRZEWIECKI (Stéphane), Ingénieur, 23, rue des Bauches, Paris.

DUBAR, Ingénieur, 85, rue Lafayette, Paris.

DUCHESNE, Ingénieur, 64, avenue du Chemin-de-Fer, le Vésinet.

DUDEBOUT, Sous-Directeur du Matériel au Ministère de la Marine, Paris.

DUFLOU, Ingénieur, Ile des Apothicaires, Saint-Pétersbourg.

DULNIAU, Ingénieur, Chef d'études des machines chez MM. Schneider et Cie, 1, rue Sainte-Barbe, le Creusot.

DUMINY, Ingénieur en chef de la Compagnie des Chargeurs Réunis, le Havre.

DUNN (W.-J.), Ancien Chief Constructor de l'Amirauté anglaise, Vice-Président de l'Institution des Naval Architects, Directeur de Vickers Sons et Maxim, 28, Victoria Street, Londres.

DUPRAT, Directeur de la Compagnie des Chargeurs Réunis, 11, boulevard des Italiens, Paris.

DUPRÉ, Ingénieur de la Marine, 1, rue Hoche, Lorient.

MM.

DUPRÉ (M.), Capitaine de vaisseau, 22, rue Duguay-Trouin, Lorient.

ELGAR (Francis), Vice-Président de l'Institution of Naval Architects, 113, Cannon Street, Londres.

ESTIER (Henri), Armateur, 415^A, rue Paradis, Marseille.

EVERS, Ingénieur civil, 3, rue Fontenelle, le Havre.

EYNAUD, Inspecteur général du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris.

FARAMOND DE LAFAJOLE (DE), Ingénieur des Arts et Manufactures, 14, cité Vaneau, Paris.

FARAMOND DE LA FAJOLE (DE), Lieutenant de vaisseau, Attaché naval à l'Ambassade de France, Washington.

FAUTREL (G.), Armateur, 14, rue d'Enghien, Paris.

FERRAND, Ingénieur en chef de la Marine, Ministère de la Marine, Paris.

FLEURET, Ingénieur civil, 41, avenue Wagram, Paris.

FLICHE, Ingénieur en chef de la Marine en retraite, attaché à la direction de MM. Schneider et Cie, 1, boulevard Malesherbes, Paris.

FOREST, Ingénieur-Constructeur, 20 *bis*, rue Bourgelet, Alfort.

FOUCHÉ, Constructeur, Nantes.

FOWNES, Maître de Forges, 53, Quayside, Newcastle.

FOX (Samson), Managing Director Leeds Forge C^o, Grove House, Harrogate, Yorks, Leeds.

FOY (H.), Ingénieur civil des Constructions navales, 85, faubourg Saint-Honoré, Paris.

GARCIA DE ANGULO, Général du Génie maritime Espagnol, Alarcon, 2, Madrid.

GARELLI (Fabio), Ingénieur aux Chantiers de Sestri-Ponente, via Venti Settembre, Sestri-Ponente (Italie).

GARNIER, Directeur du Génie maritime, Toulon.

GAUTHIER-VILLARS (Albert), Ancien Élève de l'École Polytechnique, Imprimeur-Éditeur, 55, quai des Grands-Augustins, Paris.

GEFFRIN, Inspecteur du Bureau Veritas, 24, rue des Vieux-Quartiers, Dunkerque.

GELDER (W.-H.-M. DE), Ingénieur en chef des Chantiers Smit et Zoon, à Kinderdijk (Hollande).

GÉNY (M.), Directeur général de MM. Schneider et Cie, le Creusot.

GIACOMMUZZI (Virgilio), Ingénieur des Chantiers Odero, Sestri-Ponente (Italie).

GODARD, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de la Société des Générateurs Belleville, Saint-Denis (Seine).

GODET, Directeur de la Corderie de la Seine, le Havre.

GODINET (A.), Ingénieur civil, 18, quai Tilsitt, Lyon.

GRAVELL (J.), Représentant du Bureau Veritas, 155, Fenchurch Street, Londres.

GREINER, Directeur de la Société Cockerill, Seraing (Belgique).

GRILLE, Ingénieur civil, 67, rue de la Victoire, Paris.

GROLOUS, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris.

GUÉRIN DE LITEAU, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris.

GUEYDON (DE), Capitaine de frégate, 6, rue Gounod, Paris.

GUGLIELMINO (Pietro), Ingénieur aux Chantiers Ansaldo, Salita piano di Rocca, n° 8, Gênes.

GUICHARD, Directeur des Ateliers et Chantiers de la Loire, Saint-Nazaire.

GUILLAUME (C.), Ingénieur en chef de la Marine, 17, boulevard du Muy, Marseille.

MM.

GUILLAUME (E.), Ingénieur en chef de la Marine, 99, rue Miromesnil, Paris.

GUILLOUX, Ancien Ingénieur de la Marine, 83, rue Demours, Paris.

GUYOU, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut, 13, rue de l'Université, Paris.

HARADA, Ingénieur à l'Arsenal de Kuri (Japon).

HART (G.), Ingénieur au Chemin de fer du Nord, 152, boulevard Magenta, Paris.

HATT, Ingénieur hydrographe en chef, Membre de l'Institut, 13, rue de l'Université, Paris.

HAUSER, Ingénieur en chef de la Marine en retraite, 4, rue Meissonier, Paris.

HEER (H. DE), Ingénieur de la Marine Néerlandaise, Ministère des Colonies, La Haye.

HEURTEL (F.), Capitaine de frégate de réserve, 91, avenue Kléber, Paris.

HOGHGESAND (J.), Directeur des établissements Henry, 117, boulevard de la Villette, Paris.

HOUETTE, Capitaine de vaisseau, 121, boulevard Haussmann, Paris.

HUBAC, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, 7, rue du Jambon, Saint-Denis (Seine).

HUGOT, Membre de la Chambre de Commerce, 4, rue de la Renaissance, Paris.

HURÉ (P.), Ingénieur-Constructeur, 218, rue Lafayette, Paris.

ISAKSON, Inspecteur du Lloyd's Register, 46, Skeppsbron, Stockholm.

JANET, Ancien Ingénieur de la Marine, 29, rue des Volontaires, Paris.

JANSEN, Ingénieur civil, Capitaine de vaisseau, 27, rue de la Station, Maestricht (Hollande).

JAQUES, Membre du Conseil de la Société Américaine des Naval Architects, Exchange Building, 53, State St., Boston (États-Unis).

JOUET-PASTRÉ, Président du Conseil d'administration de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris.

JULLIEN (Marius), 35, boulevard de la Major, Marseille.

KIRKALDY, 40, West India Dock Road, Londres.

KRAFT (fils), Ingénieur des Chantiers Cockerill, Seraing (Belgique).

KRILOFF (A.), Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg, Lieutenant de vaisseau de la Marine Impériale Russe, Wassili Ostr., 14e ligne, n° 23, Saint-Pétersbourg.

LAFERTÉ, Ancien Fondé de pouvoirs de MM. Schneider et Cie, 39, rue du Général-Foy, Paris.

LAGANE, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne.

LAMBERT, Ingénieur civil, 37, rue Vacquerie, Sainte-Adresse, le Havre.

LAMBERT (Comte DE), 64, avenue de Paris, Versailles.

LANNES, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique, le Havre.

LARUE, Directeur de la Compagnie générale de la Navigation, 11, quai Rambaud, Lyon.

LAUBEUF, Ingénieur de la Marine, 64, rue de la Bucaille, Cherbourg.

LAVEISSIÈRE (Louis), Industriel, 20, rue de l'Arcade, Paris.

LECLERT, Ingénieur en chef de la Marine en retraite, 42, avenue Wagram, Paris.

LECOINTE, Ingénieur en chef de la Marine Belge, 38, rue Albert, Ostende.

LEDOUX, Ingénieur en chef au corps des Mines, 250, boulevard Saint-Germain, Paris.

LEFLAIVE, Ancien Ingénieur de la Marine, La Chaléassière, Saint-Étienne.

LE GO, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, la Seyne.

LEGRU, Ingénieur civil, 4, rue Murillo, Paris.

LELONG (R.), Ingénieur de la Marine, 17, rue de Tournon, Paris.

LE MARCHAND (A.), Ingénieur-Constructeur, Petit-Quevilly, Rouen.

MM.

Le Sauvage, Directeur des Chantiers Satre, Arles.

Lespès (A.), Sous-Directeur des Chantiers et Ateliers de Bacalan, Bordeaux.

Le Vallois, Ingénieur civil, 35, rue de Verneuil, Paris.

Leverd, Courtier juré d'Assurances, 11, place de la Bourse, Paris.

Likhatchof, Vice-Amiral de la Marine Impériale Russe, 4, rue Logelbach, Paris.

Loder, Directeur du Matériel de la Marine Néerlandaise, Laen van Merdeervort, La Haye.

Loir (M.), Lieutenant de vaisseau en retraite, 50, avenue Wagram, Paris.

Lucardie, Directeur de la Maatschappij de Maas, Rotterdam.

Madamet, Directeur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, Marseille.

Marbec, Ingénieur de la Marine, Toulon.

Massalski, Ingénieur maritime, 9, boulevard Malesherbes, Paris.

Maupeou d'Ableiges (de), Directeur du Génie maritime, Lorient.

Maw, Ingénieur, Directeur de l'Engineering, 35 et 36, Bedford Street, Strand, Londres.

Mayer (Alphonse), Armateur, 45, boulevard Haussmann, Paris.

Meerten (H. van), Ingénieur en chef des Constructions navales, Buitenzorg, Java.

Menier (Gaston), Ingénieur civil, 56, rue de Châteaudun, Paris.

Mialaret, Administrateur délégué de la Boulonnerie de Bogny-Braux, 36, rue Tronchet, Paris.

Micheli (P.), Inspecteur du Bureau Veritas, 1, via Sottoripa, piano nobile, Gênes.

Millar (Sir W. Armstrong, Mitchell et C°), Newcastle.

Minel, Ingénieur de la Marine, Ministère de la Marine, Paris.

Moissenet, Ingénieur de la Marine, Cherbourg.

Moller, Ingénieur, Kirchenst I, Bremerhaven, Allemagne.

S. A. S. Monseigneur le Prince de Monaco, Monaco.

Montupet, Ingénieur-Constructeur, 19 à 25, rue de la Voûte, Paris.

Morin, Ingénieur de la Marine, 55, rue de Bellechasse, Paris.

Moritz, Ancien Ingénieur de la Marine (S. P.), Ourscamps (Oise).

Mörner (Comte H.-A.), Ingénieur de la Marine Royale Suédoise, Carlskrona (Suède).

Mornet (Ch.), Lieutenant de vaisseau, à bord de la *Surprise*, division de l'Extrême-Orient.

Muller, Capitaine au long cours, 16, rue Cambacérès, Paris.

Niclausse (J.), de la Société J. et A. Niclausse, Société des Générateurs inexplosibles, 24, rue des Ardennes, Paris.

Noel (Charles), Ingénieur en chef de la Marine, en retraite, 60, rue de Londres, Paris.

Normand (J.-A.), Ingénieur-Constructeur, 67, rue du Perrey, le Havre.

Painvin, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire, 17, rue Royale, Nantes.

Perrégaux, Ingénieur civil, 32, rue du Boccage, Nantes.

Petithomme, Ingénieur de la Marine, Ministère de la Marine, Paris.

Piaud, Ingénieur des Établissements Delaunay-Belleville, 8, boulevard de la République, Chatou.

Pierrard, Ingénieur de la Marine Belge, 41, avenue Plantyn, Anvers.

Pihlgren, Directeur de l'Industrie au Ministère des Finances, 28, Carlavagen, Stockholm.

Pinczon, Ingénieur de la Compagnie générale Transatlantique, 109, rue du Croisic, Saint-Nazaire.

Pluyette, Ingénieur en chef de la Marine, à bord du *Masséna*, Escadre du Nord.

Ponchez, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, Saint-Denis (Seine).

Presseq, Ingénieur de la Marine. Ingénieur aux Chantiers et Ateliers de la Gironde, Bordeaux.

MM.

RATEAU, Ingénieur au corps des Mines, 105, quai d'Orsay, Paris.

RAUCHFUSS, Directeur des Chantiers Germania, Gaarden près Kiel.

RAVIER (S.-L.), Ingénieur de la Marine, 30, rue de Bellain, Douai.

RAYMOND, Ingénieur principal de la Compagnie des Messageries Maritimes, la Ciotat.

REED (Sir Edward-J.), K.C.B.F.R.S., Broadway Chambers, Westminster, Londres, S.-W.

RENNER, Ingénieur civil, Augustinerplatz, 12, Cologne.

REVOL, Ingénieur de la Marine (attaché à la Direction des usines de MM. Schneider et Cie), le Creusot.

RIMBAUD, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne.

RISBEC, Ingénieur de la Marine, en retraite, Directeur des Ateliers des Messageries maritimes, la Ciotat.

ROBERTSON, Inspecteur du Bureau Veritas, 29, Waterloo Street, Newcastle.

ROCHE, Ancien Ingénieur de la Marine, Directeur de l'usine à gaz, 16, rue de la Tour-d'Auvergne, Rennes.

ROTHSCHILD (baron Arthur DE), Propriétaire de yachts, 57, avenue Montaigne, Paris.

ROTHSCHILD (baron Edouard DE), Propriétaire de yachts, 2, rue Saint-Florentin, Paris.

ROVERS, Inspecteur du Bureau Veritas, 45, Binnenkant, Amsterdam.

RUEFF, Administrateur délégué des Messageries fluviales de Cochinchine (S. P.), 43, rue Taitbout, Paris.

SABATHIER, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, rue Bossuet, le Havre.

SAGLIO, Directeur du Génie maritime, en retraite, 93, rue du Théâtre, Grenelle, Paris

SALVERT-BELLENAVE (DUTOUR DE), Ingénieur en chef de la Marine, Toulon.

SATRE (Henri), Ingénieur-Constructeur, 9, cours Rambaud, Lyon.

SAUTTER, Directeur de la maison Sautter, Harlé et Cie, 26, avenue de Suffren, Paris.

SCHOEFFER, Ingénieur du Bureau Veritas, 16, Lombard Street, Newcastle.

SCHMIDT (Michel), Directeur des Chantiers de MM. Schneider et Cie, Chalon-sur-Saône.

SCHNEIDER (E.), Maître de Forges, 1, boulevard Malesherbes, Paris.

SCHNEIDER (F.), Ingénieur du Bureau Veritas, Altenwallbrücke 2/1 — II, Hambourg.

SCIAMA, Directeur de la maison Breguet, 19, rue Didot, Paris.

SCOTT (J.), Ingénieur-Constructeur, Halkshill, Largs (Ayrshire), Angleterre.

SEBERT (Général), Administrateur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris.

SELLERON, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite, 76, rue de la Victoire, Paris.

SIEBERS, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, Zutfen (Hollande).

SIGAUDY, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée, le Havre.

SIMONOT (E.), Ingénieur de la la Marine, Ministère de la Marine, Paris.

SOLIANI (NABOR), Directeur des Chantiers Ansaldo, Gênes.

SOLIGNAC, Ingénieur-Constructeur, 67, rue de la Victoire, Paris.

STAPFER DE DUCLOS, Ingénieur-Constructeur (S. P.), 42, boulevard Maritime, Marseille.

TELLIER (A.), Ingénieur de la Maison Tellier, 52, quai de la Râpée, Paris.

TERRÉ, Ingénieur en chef de la Marine (S. P.), Indret (Loire-Inférieure).

THIBAUDIER (E.), Directeur du Génie maritime, Directeur du matériel, Ministère de la Marine, Paris.

THIRION, Ingénieur-Constructeur, 160, rue de Vaugirard, Paris.

THOMASSET (Vice-Amiral), 2, avenue Trudaine, Paris.

MM.

TORRIANI (D.), Ingénieur, Directeur de l'Établissement Torriani et Cie, Sampierdarena (Italie).

TOUSSAINT, Ancien Chef du Service des Ateliers de constructions de MM. Schneider et Cie, 13, rue Saint-Laurent, le Creusot.

TROMP, Ancien Officier d'Artillerie des Pays-Bas, 3, Westerkade, Rotterdam.

TURBOT, Fabricant de chaînes, Anzin.

TURGAN (L.), Ingénieur civil des Constructions navales, Ingénieur-Constructeur, 7, place Malesherbes, Paris.

VASCONCELLOS (J. DE), Ingénieur des Constructions navales, 20, rue Francisco de Paulo, Lisbonne.

VASLIN (H.), Ingénieur civil, 5, rue Saint-Georges, Paris.

VECHTKOURTZOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, arsenal de Cronstadt, Russie.

VENCE, Inspecteur du Lloyd's Register, 26, rue de la République, Marseille.

VERMAND, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire, Saint-Nazaire.

VIVET, Ingénieur civil des Constructions navales, Saint-Nazaire (S. P.).

VOILLAUME (G.), Ingénieur de la Maison Schneider, Service de l'Artillerie, 32, rue de Verneuil, Paris.

VOISIN (E.), Capitaine au long cours, 5, rue Barye, Paris.

WAHL, Ingénieur de la Marine, 33, avenue des Champs-Élysées, Paris.

WETHERBEE, Ingénieur des Constructions navales, Bath Shipbuilding Co, Bath, États-Unis.

WHITE (Sir William), Director of naval Construction and Assistant Controller of the Navy, Membre de la Société Royale de Londres, Admiralty, Whitehall, Londres.

WIDMANN, Directeur général de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris.

WILKINSON, Directeur des Chantiers de Normandie, Grand-Quevilly, Rouen.

WOODWARD, Ingénieur de la Marine des États-Unis, Newport News Shipbuilding Co, Newport News, Virginia, États-Unis.

YARROW, Constructeur, Poplar, Londres.

YOUNG, Ingénieur du Bureau Veritas, 155, Fenchurch Street, Londres.

ZIEZE, Ingénieur propriétaire des Chantiers Schichau, Elbing, Allemagne.

NOTA. — Les membres de l'Association sont priés d'indiquer au Secrétaire général les erreurs ou omissions, ainsi que toute modification à apporter aux titres et adresses.

EXPOSITION UNIVERSELLE DE 1900.

DIRECTION GÉNÉRALE DE L'EXPLOITATION.

CONGRÈS INTERNATIONAUX.

Paris, le 15 juin 1899.

CONGRÈS INTERNATIONAL

D'ARCHITECTURE ET DE CONSTRUCTION NAVALES.

(19, 20, 21 JUILLET 1900.)

Un Congrès international d'Architecture et de Constructions Navales se réunira dans l'enceinte de l'Exposition universelle, le 19 juillet 1900; sa durée sera de trois jours.

Les ingénieurs et constructeurs de navires et d'appareils moteurs et mécaniques de toute nature employés dans la Marine, les industriels producteurs de matériaux et d'objets de toute espèce employés soit dans les constructions navales, soit dans les chantiers et ateliers y relatifs, les marins, les armateurs, les yachtsmen, en un mot toutes les personnes qui, à un titre quelconque, s'occupent des progrès de la locomotion maritime, sont instamment priés d'apporter au Congrès le fruit de leur expérience, de leurs recherches et de leurs études.

Ils peuvent y concourir soit en fournissant des communications qui seront lues et discutées en séance, soit en intervenant dans les discussions, soit enfin comme simples auditeurs.

Une publication renfermant le résumé des communications et des discussions auxquelles elles auront donné lieu sera imprimée par les soins de l'Administration de l'Exposition, et adressée à chacun des membres adhérents au Congrès.

La Commission d'organisation, désireuse de grouper le plus grand

nombre possible d'adhérents, s'est assuré le concours d'un Comité de patronage composé de notabilités maritimes et industrielles des diverses nations qui doivent participer à l'Exposition universelle de 1900. Les acceptations reçues jusqu'ici comprennent :

COMITÉ DE PATRONAGE.

MM.

AVELLAN, Vice-Amiral de la Marine Impériale Russe, Chef d'État-Major général, Saint-Pétersbourg.

BLOHM, Propriétaire des Chantiers Blohm et Voss, Hambourg.

BONAPARTE (S. A. le Prince Roland), 10, avenue d'Iéna, Paris.

BRASSEY (The Right Hon. Lord), K. C. B. D. L. C., Park Lane, 24, Londres.

BUSLEY, Conseiller intime de régence, 10, Kronprinz Ufer, Berlin.

COMERMA Y BATALLA, Général du Génie maritime espagnol, Magdalena, 84, Ferrol.

CRAMP (Chas. H.), Vice-Président de la Société Américaine des Naval Architects and Marine Engineers, Beach et Ball Sts., Philadelphie.

CUNHA DE MANCELLOS (DA), Ingénieur en chef de la Marine Royale Portugaise, Granja.

CUVERVILLE (CAVELIER DE), Vice-Amiral, Crec'h Bleiz en Penvenan (Côtes-du-Nord).

DISLÈRE, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite, Président de section au Conseil d'État, 10, avenue de l'Opéra, Paris.

DUPERRÉ (Ch.), Vice-Amiral, Président de l'Union des Yachts français, 7, rue Frédéric-Bastiat, Paris.

DUPRAT, Directeur de la Compagnie des Chargeurs Réunis, 11, boulevard des Italiens, Paris.

ELGAR, L. L. D. F. R. S., Vice-Président de l'Institution des Naval Architects, 113, Cannon street, Londres, E. C.

GOULAÏEFF, Ingénieur de 1re classe des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, Peterbourgskaïa Storona, Bolchoy Prospect, 7, Q.8., Saint-Pétersbourg.

GREINER, Directeur de la Société John Cockerill, Seraing.

GRISCOM, Président de la Société Américaine des Naval Architects and Marine Engineers, 12, West, 31st Street. New-York.

HARO (de), Général du Génie maritime Espagnol, en retraite, 5, Plaza del Progreso, Madrid.

HITCHBORN, Contre-Amiral de la Marine des États-Unis, Navy Department, Washington.

HOPETOUN (The Right Hon. the Earl of), G. C. M. G. Président de l'Institution des Naval Architects, 5, Adelphi Terrace, Londres, W. C.

HUDIG, Président de la section d'Architecture navale à l'Institut royal des Ingénieurs, Rotterdam.

INGLIS, L. L. D., Membre du Conseil de l'Institution des Naval Architects. Pointhouse Shipyard, Glascow.

IOURIEFF, Contre Amiral de la Marine Impériale Russe, Président de la Flotte volontaire, Saint-Pétersbourg.

JACQUES, Membre du Conseil de la Société Américaine des Naval Architects and Marine Engineers, Exchange Building, 53. State St., Boston.

Kodolitsch (de), Directeur du Lloyd Autrichien, Arsenal du Lloyd, Trieste.
Laeisz, Armateur, Membre de la Chambre de Commerce, Hambourg.
Lecointe, Ingénieur en chef de la Marine de l'État Belge, 38, rue Albert, Ostende.
Likhatchof, Vice-Amiral de la Marine Impériale Russe, 4, rue Logelbach, Paris.
Loder, Directeur du Matériel de la Marine Néerlandaise, Laen van Meerdervoort, La Haye.
Masson, Président de la Chambre de Commerce, 2, place de la Bourse, Paris.
Melville, Contre-Amiral de la Marine des États-Unis, Navy Department, Washington.
Nielsen, Directeur des Constructions navales de la Marine Danoise, Copenhague.
Pereire, Président du Conseil d'Administration de la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris.
Pihlgren, ancien Directeur du Génie maritime, Directeur de l'Industrie au Ministère des Finances de Suède, 28, Carlavagen, Stockholm.
Ratnyk, Directeur du Chantier de la Baltique, Saint-Pétersbourg.
Schlick (Otto), Ingénieur-Constructeur, 2, Bellevue, Hambourg.
Schromm, Conseiller imp. roy. de Cour, Inspecteur de la Navigation au Ministère du Commerce, Vienne.
Soliani, Directeur des Chantiers Ansaldo, Sestri-Ponente, Gênes.
Teffe (Baron de), Vice-Amiral de la Marine Brésilienne, villa Meynell, rue Sasserno. Nice.
Thomasset, Vice-Amiral, 2, avenue Trudaine, Paris.
Togorès y Fabregas, Général du Génie maritime Espagnol, Carthagène.
White (Sir William), K. C. B. L. L. D. Sc. D. F. R. S., Vice-Président de l'Institution des Naval Architects, Admiralty, Whitehall, Londres.
Zieze, Directeur des Chantiers Schichau, Elbing.

En vue de classer d'une manière méthodique les divers travaux qui pourront être présentés, le Comité d'organisation a cru utile d'établir le tableau suivant qui indique les principales questions comprises dans le cadre du Congrès; mais il doit être bien entendu que cette énumération n'est nullement limitative, et que la Commission sera très heureuse d'accueillir toute Communication non renfermée dans la nomenclature qui suit, pourvu qu'elle se rattache à un titre quelconque à l'art des constructions navales.

PROGRAMME DES TRAVAUX.

Section A. — *Architecture navale.*

1. Géométrie et statique du navire; stabilité.
2. Théorie des ondes et de la houle. Vagues de la mer.

3. Roulis et tangage en eau calme et sur houle.
4. Résistance des carènes en mer, et dans les rivières et canaux.
5. Girations; effets du gouvernail.
6. Propulsion.
7. Vibration des coques.

SECTION B. — *Construction des coques.*

8. Matériaux de construction.
9. Disposition et outillage des chantiers et ateliers de construction.
10. Procédés de mise en œuvre des matériaux; applications de l'électricité qui s'y rapportent.
11. Tracé des navires.
12. Constitution et assemblage de la charpente du navire.
13. Accessoires de coque, objets d'armement.
14. Emménagement intérieur.
15. Mâture, voilure et gréement.
16. Protection des carènes.
17. Applications diverses de l'électricité aux services à bord.

SECTION C. — *Construction des appareils mécaniques.*

18. Matériaux de construction.
19. Générateurs à vapeur. Mode de construction et de fonctionnement.
20. Accessoires des générateurs.
21. Moteurs à vapeur, à pétrole, électriques, servant soit à la propulsion, soit aux autres services.
22. Rendement économique des générateurs et moteurs.
23. Propulseurs.

SECTION D. — *Dispositions spéciales aux diverses classes de navires.*

24. Navires de transport, à marchandises, à passagers.
25. Navires de plaisance et de course, à voiles et à vapeur.
26. Navires de guerre. Dispositions offensives et defensives.
27. Navires sous-marins.

SECTION E. — *Gros outillage des ports.*

28. Bassins de radoub, bateaux portes, cales de halage, docks flottants.
29. Appareils de levage : mâtures et grues fixes et flottantes.
30. Materiel de renflouage.

SECTION F. — *Divers.*

31. Historique des progrès de l'architecture navale. Développement des marines commerciales, des marines de plaisance, des marines de guerre.

32. Grands chantiers de construction et centres industriels de construction navale.

33. Organisation, situation économique et recrutement des divers personnels employés aux constructions navales. Écoles professionnelles qui les forment. Modes divers de travail.

34. Tactique et stratégie navales.

Les personnes qui désirent prendre part au Congrès sont invitées à remplir et à adresser le plus tôt possible le bulletin d'adhésion ci-joint à M. Borja de Mozota, administrateur du Bureau Veritas, Trésorier, place de la Bourse, 8, Paris, en y joignant la somme de 15fr, chiffre auquel est fixée la cotisation donnant droit de prendre part aux séances et d'en recevoir les procès-verbaux. Elles recevront une carte personnelle d'entrée au Congrès.

Les personnes qui ont l'intention de présenter des Communications sont priées d'en donner avis aussitôt que possible à M. Hauser, ingénieur de la Marine en retraite, Secrétaire général, rue Meissonier, 4, Paris, en lui indiquant le sujet qu'elles comptent traiter. Les Mémoires eux-mêmes, qui devront être accompagnés d'un court résumé et de conclusions, devront être remis avant le 1er juin 1900. Après cette date ils ne seront admis qu'exceptionnellement et sur délibération spéciale de la Commission d'organisation.

Les auteurs de Communications qui ne pourraient venir les exposer en personne devront en charger un autre membre adhérent du Congrès, et en aviser la Commission d'organisation.

Les Membres de la Commission d'organisation :

BUSSY (de), Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime, en retraite, 7, rue de Jouy, Paris. *Président.*

BERTIN, Directeur du Génie maritime, Chef de la Section technique, Ministère de la Marine, Paris.

DAYMARD, Ingénieur en Chef de la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris.

NORMAND, Constructeur de navires, 67, rue du Perrey, le Havre.

BIENAYMÉ, Inspecteur général du Génie maritime, en retraite, 14, rue Revel, Toulon.

MENIER (Henri), Ingénieur civil, 8, rue Alfred-de-Vigny, Paris.

MULLER, Capitaine au long cours, Directeur de la Revue de la Marine marchande, 16, rue Cambacérès, Paris.

HAUSER, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite, 4, rue Meissonier, Paris. *Secrétaire général.*

TURGAN, Ingénieur civil des Constructions navales, Ingénieur-Constructeur, 7, place Malesherbes, Paris. *Secrétaire.*

BORIA DE MOZOTA, Administrateur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris. *Trésorier.*

RÈGLEMENT.

ARTICLE PREMIER. — Conformément à l'arrêté ministériel du 18 mars 1899, il est institué à Paris, au cours de l'Exposition universelle de 1900, un Congrès international d'Architecture et de Construction Navales.

ART. 2. — Le Congrès s'ouvrira le 19 juillet 1900 dans la salle A; sa durée sera de trois jours.

ART. 3. — Sont membres du Congrès les personnes qui auront adressé leur adhésion au secrétaire de la Commission d'organisation avant l'ouverture de la session, ou qui se feront inscrire pendant la durée de celle-ci, et qui auront acquitté la cotisation dont le montant est fixé à quinze francs.

Le Congrès englobant la session ordinaire de l'Association Technique Maritime, la cotisation des membres de cette Association, qui voudraient prendre part au Congrès, sera comprise dans leur cotisation ordinaire, et ils seront admis de droit au Congrès.

ART. 4. — Les membres du Congrès recevront une carte qui leur sera délivrée par les soins de la Commission d'organisation.

Ces cartes, qui ne donnent aucun droit à l'entrée gratuite à l'Exposition, sont strictement personnelles. Toute carte prêtée sera immédiatement retirée.

ART. 5. — Le bureau de la Commission d'organisation fera procéder, lors de la première séance, à la nomination du bureau du Congrès, qui aura la direction des travaux de la session.

ART. 6. — Le bureau du Congrès fixe l'ordre du jour de chaque séance.

ART. 7. — Le Congrès comprend des séances générales et, si l'abondance des matières le comporte, des séances de section.

ART. 8. — Les membres du Congrès ont seuls le droit d'assister aux séances, lesquelles ne seront pas publiques, de présenter des travaux et de prendre part aux discussions.

Les délégués des administrations publiques françaises et étrangères jouiront des avantages réservés aux membres du Congrès.

ART. 9. — Les travaux présentés au Congrès, sur des questions mises à l'ordre du jour dans le programme de la session, seront discutés en séance.

ART. 10. — Aucun travail ne peut être présenté en séance, ni servir de point de départ à une discussion, si, avant le 1er juin 1900, l'auteur n'a adressé à la Commission d'organisation, une note écrite sur la question qu'il désire traiter, accompagnée d'un résumé et de conclusions.

Toute communication parvenue à une date postérieure ne sera acceptée qu'exceptionnellement, et sur délibération spéciale de la Commission d'organisation.

Les auteurs de communications, qui ne pourraient venir les exposer en personne, devront en charger un autre membre adhérent du Congrès, et en aviser la Commission d'organisation.

ART. 11. — Les orateurs ne pourront occuper la tribune pendant plus de dix minutes, ni parler plus de deux fois dans la même séance sur le même sujet, à moins que l'assemblée, consultée, n'en décide autrement.

ART. 12. — Les membres du Congrès qui auront pris la parole dans une séance devront remettre au secrétaire, dans les vingt-quatre heures, un résumé de leurs observations pour la rédaction des procès-verbaux. Dans le cas où ce résumé n'aurait pas été remis, le texte rédigé par le secrétaire en tiendra lieu, ou le titre seul sera mentionné.

ART. 13. — La Commission d'organisation, après accord avec la Commission supérieure des Congrès, pourra demander des réductions aux auteurs des communications et aux orateurs; elle pourra effectuer ces réductions ou décider que le titre seul sera inséré, si l'auteur n'a pas remis le texte réduit en temps utile.

ART. 14. — Les procès-verbaux seront imprimés et distribués aux membres du Congrès le plus tôt possible après la session.

ART. 15. — Un compte rendu détaillé des travaux du Congrès sera publié par les soins de la Commission d'organisation dans le *Bulletin de l'Association Technique Maritime*. Celle-ci se réserve de fixer l'étendue des mémoires et communications livrés à l'impression.

ART. 16. — Le bureau du Congrès statue en dernier ressort sur tout incident non prévu au règlement.

Paris, le 20 avril 1900.

Les Membres de la Commission d'organisation :

MM. DE BUSSY, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime, en retraite, *Président;*

BERTIN, Directeur du Génie maritime, *Vice-Président;*

DAYMARD, Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique, *Vice-Président;*

NORMAND, Constructeur de navires au Havre, *Vice-Président;*

MOUTIER, Directeur de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*.

MULLER, Capitaine au long cours;

PÉRIGNON, Ingénieur civil;

HAUSER, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite, *Secrétaire général;*

TURGAN, Ingénieur civil des Constructions navales, *Secrétaire;*

BORJA DE MOZOTA, Administrateur du Bureau Veritas, *Trésorier*.

MEMBRES ADHÉRENTS DU CONGRÈS.

MM. LES MEMBRES DE L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

Et MM.

ABEL, Ingénieur des Constructions navales à l'École technique de Hambourg, St.-G. Bernhardsthal, 1, Hambourg.

ADDA (Marquis Lorenzo d'), Ingénieur naval, viâ Ponte Mosca, 10, Turin.

AFANASSIEF (N.), Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 92, avenue de la République, Paris.

AGIUS (E.-F.), Négociant, 9, Portland-Terrace, Newcastle-on-Tyne.

AGIUS (E.-T.), Armateur, 101, Leadenhall Street, Londres, E. C.

AKIYAMA, Lieutenant de vaisseau de la Marine Japonaise, 15, avenue de Tourville, Paris.

ALEXANDREANU, Ingénieur de la Marine Roumaine, Directeur de l'Arsenal, rue Michel-le-Brave, Galatz.

ALLEN, Ingénieur, 1, Deans Yard, Westminster, Londres, S. W.

AMBLARD, Ingénieur-Constructeur, 2, rue Toustain, Dieppe.

AMNELL, Directeur des Chantiers Oderwerke, Grabow-sur-Oder.

ANGIER, Armateur, 2, Whittington Avenue, Londres, E. C.

ARMSTRONG, Lieutenant-Colonel, Colevort Barracks, Portsmouth.

ARNOLD (W.), 4 et 6, Throgmorton Avenue, Londres.

ARTZKOULOFF, Ingénieur en chef des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, Sébastopol.

BABCOCK, Directeur de la Chicago Shipb. Cᵉ, 425, The Rookery, Chicago.

BACHMAYR, Négociant, Lichtenfelsgasse, 1, Vienne.

BAILEY, Naval Cadet.

BAKER, Lieut. Commander, U. S. N.

BARNABY (Sir Nathaniel) K. C. B., Vice-Président de l'Institution des Naval Architects, Levisham, Londres, S. W.

BARNABY (Sidney W.), The Hollies, Chiswick Mall, Londres, W.

BARNES, Vice-Président de l'Institution des Naval Architects, 19, Marlborough Mansions, Finchley Road, Londres, N. W.

BATES, (Lindon), 73, Throadneedle street, Londres, E. C.

BATIGNOLLES (Société de Construction des), avenue de Clichy, 167, Paris.

BAYFORD, Inspecteur maritime, 71, High Street, Southampton.

BEARD DU DÉZERT, Inspecteur du Ministère des Finances, 68, avenue de la Grande-Armée, Paris.

BEEHLER, Commander U. S. N.

BEBENDT, Inspecteur du Lloyd's Register, 52, Admiralitätstrasse, Hambourg.

BERLING, Ingénieur de la Marine Impériale Allemande, Exercies Platz, 10, Kiel.

BERNARDI, Inspecteur Mécanicien de la Marine Royale Italienne, Ministère de la Marine, Rome.

MM.

Bianco, Capitaine de vaisseau, Attaché naval d'Italie, 20, Grosvenor-Square, Londres, W.

Biles, Professeur à l'Université, 10, University Gardens, Glascow.

Billa, villa Montmorency, 6, avenue des Sycomores, Auteuil, Paris.

Bissel, Naval Cadet.

Boklevsky, Ingénieur en chef des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, villa Pierre, Tamaris-sur-Mer.

Bosi, Ingénieur naval, Chantier Ansaldo, Sestri-Ponente, Gênes.

Boulogne, Directeur des Établissements des Ateliers et Chantiers de la Loire, quai de Seine, Saint-Denis.

Bowes, Ingénieur de la Marine des États-Unis, Arsenal de Brooklyn, New-York.

Bredsdorff, Directeur du Chantier Bredsdorff, Flensbourg.

Brereton, Ingénieur, 21, Delahay Street, Westminster, Londres.

Bretteville (Marquis Le Normand de), 15, rue de Conflans, Poissy.

Brock (H. W.), Ingénieur naval, Leven Shipyard, Dumbarton.

Brock (W.), Ingénieur, Engine Works, Dumbarton.

Brockelmann, Administrateur délégué de la Société de Navigation la Véloce, Gênes.

Brosse (de la), Ingénieur-Constructeur, Nantes.

Brown (Andrew), chez MM. Simons et C°, Renfrew.

Browner (Sir Benjamin), Président de la Compagnie Hawthorn et Leslie, Newcastle-on-Tyne.

Bull, Ingénieur, 6, Jeffrey's Square, St-Mary Axe, Londres.

Bulow (von), Ingénieur en chef des Chantiers Tecklenburg, Geestemünde.

Callou, Ingénieur en chef de la Marine, 140, boulevard Montparnasse, Paris.

Cardile, Ingénieur du Génie naval Italien, Ministère de la Marine, Rome.

Cattori, Directeur des Établissements de construction métallique de Castellamare di Stabia, Castellamare.

Chatillon, Commentry et Neuves-Maisons (Forges de), 19, rue Larochefoucauld, Paris.

Chaumelin, Chef d'exploitation de la Compagnie du Canal de Suez, 9, rue Charras, Paris.

Clark (Lyonel), Ingénieur de la Maison Clark et Standfield, 11, Victoria Street, Westminster, Londres.

Clark (J.-S.), Ingénieur naval, Mitsu-Bishi Dockyard, Nagasaki.

Claussen, Directeur des Chantiers Tecklenburg, Geestemünde.

Clover, Commander U. S. N.

Cockerill (Société anonyme John), Seraing, près Liége.

Cohan, Courtier de navires, 2, Rumford place, Liverpool.

Colonna, Capitaine de la Marine marchande et Marine Surveyor, 89, Pitt street, Sidney (Australie).

Colville, Membre du Parlement, 26, Penywern Road, Londres, S. W.

Cook (G.-C.), Ingénieur naval, 3, Waterloo place, Londres.

Coote, Constructeur de navires, the Minories, Newcastle-on-Tyne.

Cordemoy (de), Ingénieur civil, 61, rue de la Bourse, le Havre.

Crane, Ingénieur naval, 52, Broadway, New-York.

Cuniberti, Ingénieur en chef du Génie naval Italien, Ministère de la Marine, Rome.

Davidson, Négociant, 19, Brunswick street, Liverpool.

Degerman, Ingénieur aux Usines de MM. Schneider, le Creusot.

MM.

Degremont-Samaden, Constructeur, le Cateau (Nord).

Dellepiane, Ingénieur, Gênes.

Denny (Leslie), Ingénieur naval, Leven Shipyard, Dumbarton.

Denny (J. Mac Ausland), Ingénieur naval, Leven Shipyard, Dumbarton.

Dix, Ingénieur de la Marine Impériale Allemande, Niemannsweg, 198, Kiel.

Dixon (J.), Armateur, 81, Gracechurch Street, Londres, E. C.

Donald, Directeur de la Maison Holzapfel, Maritime Building, Newcastle-on-Tyne.

Dugé de Bernonville, Ingénieur de la Marine, 24, rue des Ardennes, Paris.

Dunlop (W.), Directeur du Chantier Odero, Sestri-Ponente, Gênes.

Dunlop (D.-J.), Ingénieur-Constructeur, Inch works, Port-Glascow.

Durand, Professeur à l'Université Cornell, 5, Central Ave., Ithaca (N. Y.).

Dyer, Ingénieur civil, 8, Highburgh Terrace, Dowanhill, Glascow.

Egan, Ingénieur en chef du Chemin de fer de l'État Hongrois, 23, avenue Rapp, Paris.

Eickstedt (von), Capitaine de Vaisseau de la Marine Impériale Allemande, Ministère de la Marine, Berlin.

Etherington, Ingénieur-Conseil, 39ª, King William Street, London Bridge, Londres, E.C.

Evers (G.), Ingénieur naval, Langenstrasse, 95, Brême.

Evgenieff, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 16, rue de Saint-Quentin, le Havre.

Farrar (S.-S.), Ingénieur de la Marine des États-Unis, Navy Yard, League Island, Philadelphie.

Fehlert, Ingénieur, 4, rue Boccador, Paris.

Fernandez y Rodriguez, Ingénieur-Inspecteur du Génie maritime Espagnol, 2, rue San-Bernardo, Madrid.

Fieron, Capitaine de Vaisseau, Attaché naval à l'Ambassade de France, Londres.

Flamm, Professeur à l'École Polytechnique de Berlin, 2, Schumannstrasse, Berlin, N.W.

Foley, Ingénieur en Chef de la Société Hawthorn, Guppy et Cᵉ, Naples.

Fox, Ingénieur-Conseil, 28, Victoria Street, Londres.

Frahm, Directeur des Chantiers Blohm et Voss, Landwehrdamm, 18, Hambourg.

Fraissinet (A.), Armateur, 6, place de la Bourse, Marseille.

Fujishima, Ingénieur, 27, Lansdowne Crescent, Glascow.

Fukuda, Ingénieur naval, 114, Park Road, Newcastle-on-Tyne.

Garcia (D.-C.), Lieutenant de vaisseau de la Marine Argentine, 46, Breakspears Road, Saint-Johns, Londres, S. E.

Garcia de Angulo, Général du Génie maritime Espagnol, Alarcon, 2, Madrid.

Garin y Sociats, Capitaine de Vaisseau, Général de la Armada, Ministère la Marine, Madrid.

Gavilondo, Ingénieur-Inspecteur du Génie maritime Espagnol, rue Isaac-de-Peval, Cadix.

Gavriloff, Ingénieur des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, villa Pierre, Tamaris sur-Mer.

Gillmor, Ingénieur de la Marine des États-Unis, Navy Department, Washington.

Gleason, Naval Cadet.

Goloff, Ingénieur Mécanicien en chef de la Marine Impériale Russe, villa Printemps, Corniche, Marseille.

Gontaburo, Ingénieur de la Marine Japonaise, Arsenal de Kur.

Gonzales de Rueda, Capitaine d'Artillerie de Marine Espagnole, Usines Schneider, le Creuset.

MM.

Gonzalo Rubio, Ingénieur de la Marine Espagnole, 12, rue Botzaris, Paris.

Goodall, Ingénieur naval, Trinity House, Londres.

Grave Sells (de), Cornigliano, Ligurie (Italie).

Gruning, M. Sc. (Vict.), 3, Blakesley Avenue, Ealing, Londres, W.

Guembel, Ingénieur, Chantier Schichau, 1, Fischerstrasse, Elbing.

Guyot, Ingénieur de la Marine, 133, boulevard Montparnasse, Paris.

Haack, Ingénieur de la Marine Impériale Allemande, Kantstrasse, 162, Charlottenbourg.

Halle (von), Docteur, 50, Achenstrasse, Berlin, W.

Hamilton (J.), Ingénieur naval, Chantier Napier, Govan, Glascow.

Hammar, Ingénieur, Lindolmens Verkstad, Gothembourg.

Harber, Commander U. S. N.

Harriman, Officier de la Milice maritime de l'État de New-York, Crédit Lyonnais, boulevard des Italiens, Paris.

Haug, Inspecteur du Lloyd's Register, 206, Walnut place, Philadelphie.

Herbart, Président des Ateliers et Chantiers de France, rue du Collège, Dunkerque.

Hirose, Lieutenant de vaisseau de la Marine Japonaise, 15, avenue de Tourville, Paris.

Holmes, Secrétaire de l'Institution des Naval Architects, 5, Adelphi terrace, Londres.

Holzapfel (A.-C.), Industriel, 57, Fenchurch street, Londres, E. C.

Holzapfel (M.), Industriel, 1, Fenham terrace, Newcastle-on-Tyne.

Hoyle, Ingénieur, Norfolk Works, Sheffield.

Hugues (W.-R.), Inspecteur technique de la Légation Argentine, 59, Catford Hill, Londres, S. E.

Huin, Directeur du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris.

Hummel, Industriel, Maritime Building, Newcastle-on-Tyne.

Hunter, Constructeur, Wallsend-on-Tyne.

Ismay, Président de la White Star Line, Liverpool.

Ito, Capitaine de vaisseau, Attaché naval à la Légation du Japon, 15, avenue de Tourville, Paris.

Jacobi, Consul, 10, Mozartstrasse, Brême.

Jeroniti, Professeur à l'École I. R. d'Architecture navale, Trieste.

Johns, 37, Admiralitätstrasse, Hambourg.

Kazama, Ingénieur de la Marine Japonaise.

Kerjegu (de), Député, 38, rue de Chaillot, Paris.

Kincaid, Ingénieur naval, 30, Forsythstreet, Greenock.

Konow, Ingénieur de la Marine Impériale Allemande, chantier Blohm et Voss, Hambourg,

Kouteïnikoff, Inspecteur général des Constructions navales de la Marine Impériale Russe. Ministère de la Marine, Saint-Pétersbourg.

Kurobe, Ingénieur de la Marine Japonaise, 4, Grosvenor gardens, Londres.

Labat, Ingénieur des Arts et Manufactures, 8, place Richelieu, Bordeaux.

Lachs, Président du Fire Prevention Committee, 3, Waterloo place, Londres, S. W.

Langner, Conseiller privé de l'Amirauté, Ministère de la Marine, Berlin.

Levy (Maurice), Inspecteur général des Ponts et Chaussées, Président de l'Académie des Sciences, 15, avenue du Trocadéro, Paris.

Lhomme, Ingénieur en chef de la Marine, 13, rue de l'Université, Paris.

Lilliehöok, Directeur en chef des Constructions navales de la Marine Royale Suédoise, 11, C. Nybrogatan, Stockholm.

MM.

LINDBECK, Ingénieur civil des Constructions navales, Kongliga Myntet, Stockholm.

LION (Odilon) fils, Manufacturier, Camps-les-Brignoles (Var).

LLOYD-WISE, Ingénieur naval, 46, Lincoln's Inn. Fields, Londres, W. C.

LOWDON, Ingénieur, Saint-Hilda, Barky, près Cardiff.

LUTSCHAUNIG, Professeur de Construction navale, en retraite, 7, Riva dei Piscatori, Trieste.

MAC HAFFIE, Ingénieur, 635, Terrace Place, Schenectady, New-York.

MACKROW (G.-F.), Ingénieur naval, chantier Hawthorn Leslie et Ce, Hebburn-on-Tyne.

MACKROW (G.-C.), Ingénieur naval, Thames Iron Works, Blackwall, Londres, E.

MAGNAUD, Constructeur, La Seyne (Var).

MALFATTI, Ingénieur en chef du Génie naval Italien, Ministère de la Marine, Rome.

MANARA, Directeur du chantier de Muggiano, Spezia.

MANUEL, Ingénieur P. et O. C^e, 122, Leadenhall street, Londres, E. C.

MARREL frères, Maîtres de forges, Rive-de-Gier.

MARTELL, Inspecteur en chef du Lloyd's Register, 2, White Lion Court, Cornhill, Londres, E. C.

MARTENS (D.-G.), Ingénieur-Constructeur de navires, Blinder V. Aker, Christiania.

MARTIN (E.-L.), Ingénieur de la P. et O. C^e, 122, Leadenhall street, Londres, E. C.

MARTIN (W.-H.), Ingénieur en chef de la Compagnie Royale de Schelde, 110, Dorkade, Flessingue.

MARTIN (E.-P.), Ingénieur civil, Dowlais Iron C^e, Dowlais (Glamorganshire).

MARTINENQ, Constructeur, la Seyne (Var).

MARTORELL, Ingénieur de la Marine Royale Espagnole, à l'arsenal, Carthagène.

MASING, Directeur du chantier d'Ubigau, près Dresde.

MATSOUOKA, Ingénieur de la Marine Japonaise, arsenal de Kawasaki.

MERVEILLEUX DU VIGNAUX, Ingénieur de MM. Schneider et Cie, 7, rue Las-Cases, Paris.

MESSAGERIES MARITIMES (Compagnie des), 1, rue Vignon, Paris.

MEUWISSEN, Ingénieur, chantier Swan et Hunter, Wallsend-on-Tyne.

MEYER (J.-L.), Propriétaire de Chantier, Papenburg am Ems, Province de Hanovre, Allemagne.

MILLARD, Lieutenant-Colonel, 71-72, King William street, Londres, E. C.

MILLER, Assureur maritime, 9, Great Saint-Helens, Londres, E.C.

MONTGOMERY MOORE, Ingénieur, Holland Lodge, Eltham Road, Lee, Londres, S. E.

MORGAN, Ingénieur Conseil, Aberthan House, Barry près Cardiff.

MORIYAMA, Lieutenant de vaisseau de la Marine Japonaise, 97, rue de Rennes, Paris.

MOURAKAMI, Capitaine de frégate de la Marine Japonaise, 11, avenue de Tourville, Paris.

NAGAKATA, Chef dessinateur, Mitsu Bishi Dockyard, Nagasaki.

NAPIER, Constructeur de navires, Yoker près Glasgow.

NEAL, Président du Marine Engineer, 3, Anchor Corner, Paternoster Row, Londres, E. C.

NEUFLOSSE (A.), Ingénieur Constructeur, 14, rue des Antiennes, Paris.

NOLLES, Ingénieur, 2 Pleydell [illegible], Humber Road, Westcombe Park, Londres, S. E.

NOSTES, Lieutenant de vaisseau [illegible], rue Royale, Paris.

NOSS, Président de la Société [illegible] Russe pour l'avancement de la Marine marchande, [illegible] Kasan, Fontanka, Paris.

NISTROM, Ingénieur [illegible] Marine Royale [illegible], Christiania.

OKADA, [illegible] Paris [illegible]

MM.

ODAGIRI, Ingénieur de la Marine Japonaise, 75, avenue Marceau, Paris.

OGLETHORPE, Ingénieur en Chef, Coburg dockyard, Liverpool.

O'HALLORAN, Ingénieur, 205, avenue du Commerce, Anvers.

OHDATCHI, Mécanicien en chef de la Marine Japonaise, 44, boulevard des Invalides, Paris.

OULESS, Staff-Commander R. N., Clarendon Villa, Clarendon Road, Saint-Helier, Jersey.

PARKER (J.-H.-P.), Ingénieur naval, Shanghaï.

PARSONS (Hon. C.-A.), Turbinia Works, Wallsend-on-Tyne.

PATTISON (J.-A.), Ingénieur, Ateliers et Chantier naval Pattison, Naples.

PEABODY, Professeur au Marine Institute of Technology, Boston.

PECORARO, Ingénieur du Génie naval Italien, Direction des Constructions navales, Spezia.

PERRIN, Capitaine de frégate, Ministère de la Marine, Paris.

PERRONI, Ingénieur, 5, Salita della Visitazione, Gênes.

PETROFF, Capitaine de corvette de la Marine Impériale Russe, Ambassade de Russie, Constantinople.

PETROFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 4, Morpeth Mansions, Morpeth Terrace, Londres.

PHARO, Capitaine, 5, Billiter street, Londres, E. C.

PILE, Armateur et Constructeur, 34, Great Saint-Helens, Londres.

POHL, Ingénieur, 112, Ritterstrasse, Hambourg.

POLI, Directeur du chantier de construction Poli, Chioggia.

POLLARD, Ingénieur en chef de la Marine, 28, rue de Bassano, Paris.

POLLOCK, Inspecteur du Lloyd's Register, Docks, Cardiff.

POUNDSTONE, Lieutenant U. S. N.

PRALON, Délégué général de la Société de Denain et d'Anzin, 4, rue Mogador prolongée, Paris.

PRESTON, Courtier de navires, Cornhill Chambers, 63, Cornhill, Londres.

QUELLENEC, Ingénieur en chef de la Compagnie du Canal de Suez, 9, rue Charras, Paris.

RAALTE (J. Van), ancien Consul des Pays-Bas, Holland House, Broadwater Down, Tunbridge Wells (Kent).

RAHTJEN (J.), Mittelweg, Hambourg.

RECHEA, Ingénieur du Génie maritime Espagnol, Bendicion de Dios, n° 16, Cadix.

RÉCOPÉ (Comte), ancien Ingénieur de la Marine, 11, avenue d'Iéna, Paris.

REED (J.-W.), Mayfield, Jarrow-on-Tyne.

REED (T.-A.), Ingénieur-Conseil, Atlas Chambers, Docks, Cardiff.

REY, Administrateur de la Société Dyle et Bacalan, 15, avenue Matignon, Paris.

REYNOLDS, Ingénieur naval, Frederiksgade, 72, Copenhague.

RICHARDSON (Wigham), Ingénieur-Constructeur, Newcastle-on-Tyne.

ROBARD, Administrateur délégué de la Société l'Éclairage électrique, 141, rue de Rome, Paris.

ROBERTSON (Steph.-Leslie), Ingénieur-Conseil, 28, Victoria street, Westminster, Londres, S. W.

ROBINSON, Ingénieur naval, Overslade Britton, près Rugby.

ROEIS, Constructeur de navires, 55, avenue du Commerce, Anvers.

ROLLAND, Inspecteur en chef de la Compagnie R. Hongroise Adria, Fiume.

ROSENBERG, Ingénieur en chef du chantier Tecklenburg, Geestemünde.

MM.

Rosenthal, Directeur de la Société Babcock et Wilcox, 147, Queen Victoria street, Londres.

Rota, Ingénieur en chef du Génie naval Italien, Ministère de la Marine, Rome,

Rouville (de), Directeur de la Compagnie du Canal de Suez, 9, rue Charras, Paris.

Rowell, Constructeur de navires, Jesmond Park East, Newcastle-on-Tyne.

Rudloff, Conseiller privé de Construction navale, Ministère de la Marine, Berlin.

Ruggieri, Ingénieur en chef du Génie naval Italien, Bureau technique de la Marine, Terni.

Sachsenberg, Conseiller de Commerce, Roslau-sur-Elbe.

Sadler, Naval architecture Department, University, Glascow.

Salvesen, Armateur, Lathallan, Polmont.

Sanchez, Lieutenant de vaisseau-ingénieur, Ministère de la Marine, Madrid.

Sanders, Rathhausmarktstrasse, Hambourg.

Satre (M.), Ingénieur-Constructeur, 8 et 9, quai Rambaud, Lyon.

Satre fils aîné, Ingénieur-Constructeur, 8 et 9, quai Rambaud, Lyon.

Savin, Capitaine de frégate, en retraite, 24, rue des Ardennes, Paris.

Schlottke, Directeur de l'École technique de Hambourg, 2, Schumannstrasse, Berlin, N.W.

Schluetter, Ingénieur, Dusseldorf.

Schulz, Directeur des chantiers Germania (Krupp), 2, Flensburgerstrasse, Berlin.

Schütte, Ingénieur de la Marine Impériale Allemande, am Deich, Bremerhaven.

Schwarz, Conseiller d'Architecture et de Construction navale, 22, Passauerstrasse, Berlin, W.

Scribanti, Ingénieur du Génie naval Italien, Spezia.

Seebeck, Geestemünde.

Seidler, Secrétaire de la Schiffbautechnische Gesellschaft, 2, Schumannstrasse, Berlin, N. W.

Seine (Compagnie Maritime de la), 3, rue Scribe, Paris.

Serena, Armateur, 8, Austin Friars, Londres.

Seyrig, Industriel, 3, rue Verniquet, Paris.

Shiba, Ingénieur de l'Arsenal d'Osaka, 46, Sutherland Avenue, Londres, W.

Shin, Directeur de la Ishikawajima Shipb. et Eng. C^e, chez MM. Okura, 84, Bishopsgate St. Within, Londres, E. C.

Siegel, Capitaine de vaisseau, Attaché naval à l'Ambassade d'Allemagne, 4, rue Léo-Delibes, Paris.

Sims, Lieutenant, U. S. N., Attaché naval à l'Ambassade des États-Unis, Paris.

Smyth (Warrington), 14, avenue d'Eylau, Paris.

Snow (E.), Ingénieur de la Marine des États-Unis, Union Iron Works, San Francisco.

Soubbotine, Ingénieur en chef des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, Kalinkinskaia place, No 3/5, Q. 1., Saint-Pétersbourg.

Spencer, Maître de forges, Newburn, Newcastle-on-Tyne.

Sperry, Ingénieur naval, 1100 Pacific Ave., San Francisco.

Steele, Ingénieur naval, 6, Gracechurch street, Londres, E. C.

Stella, Ingénieur de la Marine Argentine, Ministère de la Marine, Buenos-Ayres.

Stephens, Armateur, Downe House, Richmond, Surrey.

Struver, Ingénieur du Norddeutscher Lloyd, 3 A, Mittelstrasse, Bremerhaven.

Sugitani, Ingénieur naval, 1, Park Parade, Newcastle-on-Tyne.

MM.

SUNDBLAD, Ingénieur de la Marine Argentine, Ministère de la Marine, Buenos-Ayres.

SYLVEN (Walfrid), Ingénieur naval, Room 824, Postoffice Building, Washington.

TAITE, Ingénieur, 63, Queen Victoria street, Londres.

TATSU, Ingénieur de la Marine Japonaise, Arsenal de Kuri.

TEMPERLEY, Ingénieur et Armateur, 72, Bishopsgate Within, Londres, E.C.

TEMPLE (Société des Chaudières DU), 103, avenue Carnot, Cherbourg.

TENNYSON, Ingénieur des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, 45, Offitzerskaïa, Saint-Pétersbourg.

THOMAS, Lieutenant de vaisseau, Ministère de la Guerre, Paris.

TOROPOFF (DE), Général du Génie maritime Russe, 16, Zagorodny Prospect, Saint-Pétersbourg.

TURC, Lieutenant de vaisseau, à bord du *Bouvet*, Escadre de la Méditerranée.

TURPIN, Inspecteur du Lloyd's Register, 53, Waring street, Belfast.

UNIEUX (Aciéries d'), JACOB, HOLTZER et Cie, Unieux (Loire).

UTHEMANN, Ingénieur de la Marine Allemande, Langfuh Haupstr., 58, Dantzig.

VALLIEUNE, Ingénieur, 5, avenue du Maine, Paris.

VICKERS (A.), 28, Victoria street, Londres.

VIEUSSA, Chef du service des Travaux de la Compagnie du canal de Suez, 9, rue Charras, Paris.

WALLENBERG, Capitaine de la flotte Suédoise, 15, Karlavägen, Stockholm.

WALLMANN, Capitaine de frégate de la Marine Impériale Allemande, Ministère de la Marine, Berlin.

WALTER, Ingénieur en chef du Norddeutscher Lloyd, Papenstrasse, Brême.

WARD, Constructeur de navires, Leven Shipyard, Dumbarton.

WATTS, Président Marsden Co, Philadelphie.

WEIR, Ingénieur de la Société G. et J. Weir, Cathcart, Glascow.

WELLERKAMP, Ingénieur de la Marine Impériale Allemande, 124, Kaiserallee, Berlin.

WEST, Ingénieur naval, 5, Castle street, Liverpol.

WHEATLEY, Inspecteur du Board of Trade, The Elms, 173, Trinity Road, Upper Tooting, Londres, S. W.

WILLIAMS (Th.-R.), Ingénieur naval, Chantier Swan et Hunter, Wallsend, Newcastle-on-Tyne.

WILTON (Bartel), Directeur de l'usine Wilton, 402, Westraedyk, Rotterdam.

YAMAMOTO, Ingénieur de la Marine Japonaise, 1, Cornwall Terrace, Regent's Park, Londres, N. W.

ZARNACK, Professeur à l'École Polytechnique, Kurfürstentrasse, 15, Berlin, W.

ZEITER, Ingénieur des Constructions navales, à l'École technique, Bulowstrasse, 22, Brême.

ONZIÈME SESSION

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

18 AU 21 JUILLET 1900.

La onzième Assemblée générale des membres de l'Association technique maritime a eu lieu le 18 juillet 1900 à $3^h 30^m$ dans le local des séances, 16, rue de l'Arcade, à Paris, sous la présidence de M. de Bussy, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Président de l'Association.

Il est procédé à l'élection des deux Vice-Présidents devant remplacer MM. Pérignon et Moutier, décédés.

L'Assemblée élit à l'unanimité MM. Henri Menier et Adolphe Bordes.

Il est donné lecture des noms des onze membres donateurs qui se sont fait inscrire depuis la dernière Assemblée générale, et M. le Président leur exprime toute la reconnaissance de l'Association pour l'encouragement qu'ils lui ont donné. Les noms de ces membres sont les suivants :

Société anonyme des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
Compagnie générale transatlantique.
MM. Schneider et Cie.
MM. Delaunay-Belleville et Cie.
Société anonyme des Ateliers et Chantiers de la Loire.
Société anonyme des Chantiers et Ateliers de la Gironde.
Société anonyme des Aciéries et Forges de Firminy.
MM. Gio. Ansaldo et Cie.
S. A. le Prince Roland Bonaparte.
Compagnie des Forges et Aciéries de la Marine et des Chemins de fer.
M. Henri Menier.

Le Président fait donner lecture des noms de quarante-trois personnes qui, depuis la dernière Assemblée générale, se sont présentées comme membres adhérents, et ont été admises provisoirement par le Bureau :

MM.

Afanassief, Ingénieur de la Marine Impériale Russe.
Bankson, Ingénieur de la Marine des États-Unis.
Bassetti, Ingénieur civil des Constructions Navales.
Beard du Dézert, Enseigne de vaisseau.
Bordes (Adolphe), Armateur.
Boulvin, Ingénieur principal de la Marine Belge, professeur à l'Université de Gand.
Brace, Ingénieur constructeur.
Bretel, Officier de Marine en retraite, Inspecteur technique de la Compagnie d'assurances *La Foncière*, et du *Comptoir d'Escompte*.
Brocard, Ingénieur de la Marine.
Caillard, Ingénieur constructeur.
Chaligny, Ingénieur constructeur.
Chardonnet (Comte de), Ingénieur civil.
Charles-Roux, Ancien député, Président de la Société des Ateliers de Provence.
Duflou, Ingénieur.
Eynaud, Inspecteur général du Génie Maritime.
Faramond de la Fajole, Lieutenant de vaisseau, Attaché naval à l'Ambassade de France à Washington.
Forest, Ingénieur constructeur.
Fownes, Maître de Forges.
Garcia de Angulo, Général du Génie Maritime Espagnol.
Grille, Ingénieur civil.
Gueydon (de), Capitaine de frégate.
Guilloux, Ancien Ingénieur de la Marine.
Houette, Capitaine de vaisseau.
Isakson, Inspecteur du Lloyd's Register.
Janet, Ancien Ingénieur de la Marine.
Jaques, Membre du Conseil de l'Association Américaine des Naval Architects.

MM.

LAMBERT (Comte DE).
LANNES, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.
LAVEISSIÈRE (LOUIS), Industriel.
LESPÈS, Sous-Directeur des Chantiers et Ateliers de Bacalan.
LE VALLOIS, Ancien Chef de bataillon du Génie, Ingénieur civil.
LODER, Directeur du Matériel de la Marine Néerlandaise.
MAYER, Armateur.
MIALARET, Administrateur-délégué de la Boulonnerie de Bogny-Braux.
RAUCHFUSS, Directeur des Chantiers Germania.
RAYMOND, Ingénieur principal de la Compagnie des Messageries Maritimes.
ROBERTSON, Ingénieur du Bureau Veritas.
SCHŒFFER, Ingénieur du Bureau Veritas.
SOLIANI (NABOR), Directeur des Chantiers Ansaldo.
SOLIGNAC, Ingénieur civil.
VENCE, Inspecteur du Lloyd's Register.
YOUNG, Ingénieur du Bureau Veritas.
ZIEZE, Ingénieur, Propriétaire des Chantiers Schichau.

Tous ces membres adhérents sont admis par l'Assemblée générale.

M. le PRÉSIDENT soumet au vote de l'Assemblée la radiation de trois membres qui n'ont pas acquitté leurs cotisations depuis trois ans, malgré des mises en demeure par lettre recommandée. Les trois radiations sont prononcées par l'Assemblée.

M. le TRÉSORIER donne lecture des comptes de l'exercice 1899 et quelques explications sur la situation financière actuelle de l'Association.

État des recettes et des dépenses en 1839.

Recettes.

Solde de l'exercice 1898	En caisse	2526,63	fr 5526,63
	Crédit Lyonnais	3000,00	
Cotisations 1898			690,00
» 1899			6540,00
» 1900			30,00
Vente de *Bulletins de l'Association*			1359,00
Produit des Annonces publiées dans l'*Annuaire*			400,00
Intérêts 7 obligations P.-L.-M. fusion 3 pour 100			94,06
» Crédit Lyonnais			11,89
Souscriptions au Congrès d'Architecture et de Construction navales			2640,00
			17291,58

Dépenses.

		fr
Loyer et gratifications		550,00
Note de M. Gauthier-Villars (*Bulletin* n° 9)		4989,30
» M. Bernard, impressions		432,00
Affranchissements, ports de lettres, expédition de Mémoires, envoi de *Bulletins*, frais divers		641,55
Allocation aux dessinateurs, expéditeur et garçons de recette du Bureau Veritas		350,00
		6962,85
Solde à reporter à l'exercice 1900		10328,73
Total égal aux recettes		17291,58

Détail du solde à reporter.

Association, solde en caisse	572,08	
Congrès, souscriptions	2640,00	3212,08
Association, dépôt au Crédit Lyonnais		7116,65
		10328,73

Pour mémoire : en dépôt au Crédit Lyonnais, 7 obligations P.-L.-M. fusion 3 pour 100.

Les comptes sont approuvés.

Le Secrétaire général donne quelques renseignements sur l'organisation du Congrès et les réceptions qui l'accompagnent.

L'Assemblée s'ajourne au lendemain 19 pour la lecture des Mémoires au grand amphithéâtre de la Sorbonne.

SÉANCES DU 19 JUILLET 1900.

Séance du matin.

PRÉSIDENCE DE M. DE BUSSY.

La séance est ouverte à $9^h 30^m$ du matin dans le grand amphithéâtre de la Sorbonne.

M. DE BUSSY, Président, donne lecture de son discours d'ouverture, qui est accueilli par de vifs applaudissements (*voir* p. XL ci-après).

M. le PRÉSIDENT. — Messieurs, l'article 5 du règlement du Congrès prévoit que la direction des travaux doit être confiée à un bureau élu par l'Assemblée. Je vous propose de nommer comme Vice-Présidents les honorables membres dont je vais vous lire les noms; nous nous sommes assurés au préalable qu'ils ne refuseront pas cette importante mission, si vous voulez bien la leur confier. Ces Messieurs voudront bien se charger ensuite d'élire le Président définitif du Congrès. Nous vous proposons d'élire comme Vice-Présidents :

MM. The Right Hon. Lord *Brassey*.

Busley, Conseiller intime de régence, Président de la Schiffbautechnische Gesellschaft.

Comerma y Batalla, Général du Génie maritime Espagnol.

Eynaud, Inspecteur général du Génie maritime.

Ito, Capitaine de vaisseau, attaché naval à la légation du Japon.

Kouteïnikoff, Inspecteur général des Constructions navales de la Marine Impériale Russe.

Loder, Directeur du matériel de la Marine Néerlandaise.

Melville, Contre-Amiral de la Marine des États-Unis.

Pihlgren, Directeur de l'Industrie au ministère des Finances de Suède.

Schromm, Conseiller impérial royal de Cour, Inspecteur de la Navigation au Ministère du Commerce Austro-hongrois.

Soliani, Ancien Directeur du Génie naval Italien, Directeur du Chantier naval Ansaldo.

Je mets aux voix la nomination des Vice-Présidents dont je viens d'indiquer les noms. (*Adopté à l'unanimité.*)

Messieurs, mon rôle est terminé, le bureau est constitué, j'appelle au fauteuil présidentiel, pour la nomination du président définitif, M. Loder, doyen d'âge.

MM. les Vice-Présidents se réunissent, et, après une très courte délibération, la séance est reprise.

M. Loder, *Président provisoire.* — Messieurs, à l'unanimité, les Vice-Présidents que vous avez bien voulu nommer ont désigné comme Président du Congrès M. de Bussy (*vifs applaudissements*), et ils le prient de vouloir bien accepter cette fonction (*nouveaux applaudissements*).

M. de Bussy, *Président définitif du Congrès.* — Messieurs, je remercie vivement MM. les Vice-Présidents du vote unanime qu'ils viennent d'émettre en ma faveur. Je ne me dissimule pas mon peu de titres à occuper une place aussi considérable (*protestations*), et je me demande si j'ai le droit de l'accepter. Mais, en présence de l'unanimité qui s'est affirmée sur mon nom, je ne puis oublier que je suis le chef d'une famille, qui sera très honorée en ma personne de cette dernière distinction arrivant à la fin de ma carrière, distinction qui ne peut manquer de m'être bien douce. Dans ces conditions, Messieurs, je crois devoir accepter l'insigne honneur que vous voulez bien me faire, en vous demandant la permission de faire porter la charge de la présidence, pour la plus grande partie, sur les Vice-Présidents que vous avez bien voulu nommer, car j'aurai besoin de leur secours journalier. J'accepte donc la haute distinction que vous voulez bien m'accorder, et je prie MM. les Vice-Présidents et l'Assemblée tout entière de recevoir le témoignage de ma reconnaissance (*bravos unanimes*). Je prie M. Eynaud de vouloir bien prendre la présidence.

M. Eynaud. — Messieurs, nous allons maintenant procéder à l'étude des différents travaux qui nous sont soumis; nous allons d'abord donner la parole aux différents Auteurs des Mémoires indiqués pour ce matin. Je donne la parole à M. Bertin.

Stabilité d'un paquebot après un abordage en mer. Dispositions propres à prévenir le chavirement,

Par M. Bertin,
Directeur du Génie Maritime.

M. Bertin a appliqué à un paquebot de dimensions moyennes, de 150^m de long et 10000 tonneaux, le procédé de recherche de la stabilité après abordage, qu'il avait imaginé et mis en pratique pour les navires de guerre; il consiste dans la mesure de la stabilité sur un petit modèle, dans lequel l'enlèvement de blocs démontables produit un effet semblable à celui de l'envahissement par l'eau d'un ou plusieurs compartiments sur le grand navire, dont il est l'image réduite. En présence de la fréquence des abordages, l'étude de la stabilité après avarie n'est pas moins importante pour les paquebots que pour les navires de combat.

Le coulage à pic n'étant pas à prévoir, parce que l'eau ne peut remplir uniformément le navire, et que le chavirement se produit bien avant que le navire immerge complètement, et, d'autre part, les cloisons transversales empêchant le navire de couler par l'avant ou par l'arrière, il ne reste à considérer que le danger de chavirement.

Supposant les cloisons transversales ordinaires prolongées aussi haut qu'on le peut, mais percées dans les entreponts supérieurs de portes toujours ouvertes au moment du danger, M. Bertin propose que le pont situé au-dessus de la cale soit disposé de manière à former une cloison horizontale étanche, de manière à isoler les grands compartiments de la cale à la fois des compartiments latéraux et de l'entrepont. Ce pont reçoit une forme bombée analogue à celle du pont protecteur des croiseurs, et, en cas d'avarie dans la carène, réduit le volume d'eau introduit dans la cale; en cas de brèches dans l'accastillage, les chances sont augmentées pour que la brèche n'atteigne pas les compartiments latéraux de la cale.

Enfin, pour compléter ces mesures de défense contre l'envahissement de l'eau, l'entrepont reçoit deux cloisons latérales régnant à 3^m des murailles, sur la plus grande partie de la longueur du paquebot, avec de petites cloisons transversales, qui constituent en abord une série de cellules consacrées à des soutes à bagages et à marchandises. Le cloisonnement est complété par un tambour étanche entourant chaque panneau. Les passagers du 3e classe, qui ne peuvent plus être en totalité logés dans cet entrepont, sont reportés dans un faux-pont convenablement ventilé, et éclairé artificiellement.

Les expériences, faites sur un modèle représentant ce mode de cloisonnement, prouvent qu'avec trois cellules envahies la stabilité est parfaitement suffisante, l'angle de stabilité dynamique dépassant 40°. Avec envahissement simultané d'un des grands compartiments de la cale et de trois cellules de l'entrepont, il reste encore au bâtiment lège un angle de stabilité dynamique de 10°.

M. le Président. — Nous remercions M. Bertin du très intéressant Mémoire qu'il vient de nous communiquer. Nous passons au Mémoire suivant, celui de M. Biles.

M. Biles présente tout d'abord en anglais quelques observations

sur le Mémoire de M. Bertin, lesquelles sont résumées dans la réponse qui suit de M. Bertin.

M. Bertin. — Je n'ai que deux mots à ajouter à mon Mémoire, pour répondre aux observations principales de M. Biles.

M. Biles a dit que j'avais considéré uniquement le navire de 150^{m} de long. Or il y en a de 200^{m} de long et de 20000 tonnes, et il n'y a pas de raison majeure pour que la longueur des compartiments croisse dans la même proportion que la longueur du navire. C'est un premier point.

Seconde observation, plus importante que la première : dans les navires à passagers, il arrive très fréquemment que les cloisons étanches montent à un étage de plus que je ne l'ai supposé.

Voilà les deux observations qui ont été faites.

Sur ces deux points, je ferai remarquer que j'ai pris, en effet, 150^{m} comme moyenne. Les navires de 20000 tonnes présenteraient des conditions de sécurité beaucoup plus grandes que celles que j'ai supposées; mais il y a beaucoup de navires compris entre 5000 et 10000 tonnes et même supérieurs à 10000 tonnes, qui présentent des sécurités moindres que celles que j'ai supposées. Il y a beaucoup de bâtiments, dans lesquels les compartiments sont relativement plus grands que ceux que j'ai indiqués, c'est-à-dire dans lesquels l'entrepont est beaucoup moins bien cloisonné que je ne l'ai supposé.

J'ai cherché simplement à faire les calculs dans un cas moyen, par rapport auquel on se trouve tantôt mieux, tantôt moins bien.

Une autre observation de M. Biles porte sur ce point, que les navires avariés ne périssent pas nécessairement par chavirement.

Il y a malheureusement une observation à faire : c'est que, pour les navires qui sont perdus, il est impossible de dire comment ils ont péri; dans les observations qui ont pu être faites, on trouve presque toujours le chavirement, et l'on doit craindre qu'il en soit de même dans les cas inconnus. Nous en avons eu quelques exemples récents; un des plus graves est la catastrophe de la *Bourgogne*, les inclinaisons d'équilibre ont été en croissant, en passant par 20°, 25°, 30°, et, à un moment donné, le chavirement brusque s'est produit.

Maintenant, deux mots sur la cloison de la cale. M. Biles est, en réalité, d'accord avec moi. D'après lui, un compartiment de machine

rempli produit une bande de 45° à 50°; or, arrivé à cette bande, le navire doit, en général, être instable; tout au moins il ne pourrait pas naviguer.

Je crois avoir répondu aux principales objections qu'a bien voulu me faire M. Biles.

M. le Président. — La discussion est terminée sur le premier Mémoire; nous demandons à M. Biles s'il veut bien nous donner lecture de son Mémoire sur l'Unification des résultats des calculs de navires.

M. Holmes donne lecture d'une partie du Mémoire de M. Biles.

Unification des résultats des calculs de navires.

Par M. Biles,
Professeur d'Architecture navale à l'Université de Glascow.

La plupart des résultats des calculs déduits des formes des navires, déplacement, stabilité, moments fléchissants, sont mis en courbes, mais ces courbes sont tracées à des échelles arbitraires, qui varient d'un navire à l'autre, et qui, par suite, excluent toute comparaison directe.

M. Biles propose d'employer une échelle uniforme, indépendante de la grandeur du navire, de telle sorte que les résultats ne soient rapportés qu'à l'unité de l'échelle, et non plus aux dimensions absolues du navire.

Pour prendre un exemple, l'échelle de déplacement est construite en rapportant les déplacements aux parallélépipèdes circonscrits. Le parallélépipède circonscrit au navire en charge est représenté par une longueur de 20 pouces, et le tirant d'eau par une hauteur uniforme de 10 pouces.

M. Biles applique ce principe aux diverses courbes qu'on peut avoir à tracer, surface des lignes d'eau, des couples, coordonnées du centre de carène, hauteur du métacentre au-dessus du centre de carène, moments fléchissants, efforts tranchants. Chaque série de courbes similaires de différents navires peut être groupée sur une même feuille, de manière à faire ressortir l'influence des formes sur le résultat.

M. le Président. — Messieurs, vu le peu de temps dont nous disposons, M. Biles veut bien considérer comme lu *in extenso* le Mémoire qu'il nous a présenté; les principales idées ont été émises, la lecture individuelle pourra suppléer au défaut de lecture publique; si vous le voulez bien, nous regarderons cette lecture comme terminée, et nous adresserons nos remerciments, d'abord à M. Biles, auteur du Mémoire, ensuite à M. Holmes, qui a bien voulu le lire en son nom, et qui l'a fait avec une si parfaite courtoisie. (*Applaudissements.*)

M. Tennyson. — Je voudrais faire remarquer qu'il serait aussi très important de ne pas accepter seulement l'uniformité dans les échelles,

et les systèmes de dessins théoriques, comme le propose M. le professeur Biles, ou, ce qui est la même chose, dans les résultats des calculs, mais aussi dans les calculs eux-mêmes, et dans les résultats intermédiaires. Par exemple, il serait très utile, il me semble, que les ordonnées qu'on relève sur les dessins soient exprimées en unités abstraites pouvant nous montrer les relations des ordonnées différentes, ce qui caractériserait la forme de notre navire, ce que ne font pas les ordonnées numériques. Par exemple, pour les ordonnées de toutes les lignes d'eau, il serait utile de les introduire dans nos calculs comme rapport à la demi-largeur du navire; il serait très simple de le faire sans aucun calcul, à l'aide de la règle à calcul; il faudrait représenter les résultats comme rattachés aux dimensions principales : longueur, largeur, profondeur. Ces résultats nous fourniraient des coefficients caractérisant la forme du navire donné, d'où il serait très facile de déduire les grandeurs correspondantes exprimées en unités numériques, en même temps que nous aurions les calculs faits pour tous les navires de la *forme* donnée, indépendamment des dimensions principales, qui pourraient être changées *ad libitum*, sans modifier en aucune manière les résultats de nos calculs. Cela nous donnerait aussi la possibilité d'étudier les formes des navires à un point de vue théorique, par rapport par exemple à la résistance de l'eau. Cela nous permettrait aussi peut-être d'arriver enfin à trouver une forme théorique mathématique pour le navire, ce qui réaliserait sans doute un grand progrès, en nous libérant de la dépendance totale des dessins, qui nous est bien pénible à présent à plusieurs points de vue.

M. le Président. — L'ordre du jour appelle maintenant la lecture d'un Mémoire sur un nouvel appareil de calcul, par M. Bonnet, ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

[illegible]

Par M. Bonnet,

Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

[illegible]

Si l'on suppose deux disques placés dans des plans perpendiculaires, le second frottant sur le premier; que le premier subisse une rotation dans son plan, proportionnelle au déplacement rectiligne du style, et le second, monté fou sur son axe, un déplacement suivant cet axe égal à celui du style, on démontre que la rotation du deuxième disque, entraîné par son frottement sur le premier, est proportionnelle au carré du déplacement du style.

Plus généralement, si le premier disque tourne proportionnellement à une puissance du déplacement du style, le second tourne proportionnellement à une puissance supérieure d'une unité.

Un appareil composé de trois disques donnera donc aux disques 2 et 3 des rotations proportionnelles au carré et au cube du chemin parcouru par le style, et comme la suspension des disques est combinée de manière qu'ils ne puissent pas revenir en arrière, l'appareil totalisera la série de carrés et de cubes des ordonnées parcourues.

Combiné avec un intégromètre, qui permet de totaliser les surfaces de courbes obtenues en portant en coordonnées polaires les différences des carrés et des cubes des ordonnées des onglets immergés et émergés, cet appareil permet de réduire dans une large mesure les calculs des carènes inclinées.

M. le Président. — Je me permettrai de demander à M. Bonnet si l'appareil qu'il vient de nous exposer a été exécuté.

M. Bonnet. — Il n'a pas encore été exécuté.

M. le Président. — Nous le regrettons, parce qu'on en suivrait l'application avec beaucoup d'intérêt. Le principe en paraît juste; je ne dis pas que par une première lecture on ait pu se rendre compte de l'exactitude des calculs et des équations, mais enfin le principe est certainement très ingénieux et vous fait grand honneur. (*Bravos.*) Nous ne pouvons souhaiter qu'une chose, c'est de voir l'appareil exécuté pour pouvoir nous en servir.

Je ne crois pas, Messieurs, que cette Communication puisse donner lieu à une discussion, et, après avoir remercié M. Bonnet, nous allons continuer l'ordre du jour par la lecture du Mémoire de M. Angier sur l'Architecture navale considérée aux points de vue des affaires et de l'influence qu'elle exerce sur le commerce.

De l'Architecture navale considérée au point de vue des affaires et de l'influence qu'elle exerce sur le commerce,

Par M. Théodore-V.-S. Angier,
Associé de l'Institution des Naval Architects.

M. Angier signale les importants résultats qu'ont produits, au point de vue de la facilité des communications et des échanges, les progrès réalisés dans l'art de la construction navale. C'est grâce à cet art que les nations peuvent se développer et se créer des

colonies. A ces progrès, dont on doit attribuer une part à l'influence du *Lloyd's Register*, s'en ajouteront d'autres, que peut faire espérer la marche constante de la Science, stimulée par des Assemblées internationales ou Congrès.

M. le Président. — Je pense, Messieurs, que ce Mémoire n'appelle aucune discussion. Il est l'exposé de sentiments auxquels nous nous associons tous. Du reste, par un hasard qui n'a rien d'extraordinaire, les opinions exprimées par l'orateur reproduisent sous une autre forme, mais avec les mêmes intentions, les paroles que nous a adressées notre honorable Président au commencement de cette séance.

Nous remercions M. Angier de sa Communication, et nous passons à la suite de la discussion, qui est la lecture du Mémoire de M. Van Meerten.

(M. Turgan donne lecture du Mémoire de M. Van Meerten.)

Note sur une application de la théorie de la stabilité à angles finis,

Par M. Van Meerten,
Ingénieur de la Marine Néerlandaise.

M. Van Meerten signale que les Malais, dans l'établissement des balanciers de leurs pirogues, donnent aux bambous qu'ils emploient à cet usage une courbure telle, que non seulement la stabilité initiale est augmentée, mais encore la stabilité à angles finis croît avec le rayon de courbure donné aux balanciers.

M. le Président. — J'adresse les remerciements de l'Assemblée à M. Van Meerten, qui, bien qu'éloigné d'Europe, a bien voulu prendre part à nos travaux. L'ordre du jour appelle la lecture du Mémoire de M. Haack. L'un des Vice-Présidents, qui représente la nationalité de M. Haack, désire que ce Mémoire ne soit pas lu en l'absence de son Auteur. Je vous prierai donc d'en prendre connaissance.

Nous allons terminer la séance de ce matin en remplaçant la lecture du Mémoire de M. Haack par celle du Mémoire de M. Rota.

M. Rota donne lecture de son Mémoire.

Note sur la résistance au mouvement d'un navire, lorsque les dimensions dans le sens de la longueur, de la largeur et de la profondeur sont modifiées dans un rapport constant,

Par M. Giuseppe Rota,
Ingénieur en chef du Génie Naval Italien.

L'auteur a expérimenté dans le bassin d'essai de la Spezia 12 modèles, divisés en 3 séries, les 4 modèles de chaque série ne différant que par leurs dimensions principales, et mesuré les divers éléments de la résistance.

Par la méthode des *constantes* de M. R.-E. Froude, il en a déduit la puissance nécessaire pour la propulsion à diverses vitesses des navires correspondants.

Tous ces résultats ont été mis en courbes, et les principales conséquences que M. Rota en tire sont les suivantes :

Une variation dans le déplacement, obtenue par augmentation des dimensions transversales, nécessite plus d'accroissement de puissance, que la même variation obtenue par une augmentation de la profondeur.

Les résistances de frottement sont les mêmes, que l'on fasse varier la largeur ou la prodeur; elles augmentent rapidement avec l'allongement, tandis que la résistance provenant des vagues diminue.

Chaque carène dérivée en changeant les dimensions longitudinales possède une vitesse particulière, pour laquelle l'augmentation ou la diminution du déplacement ne produit pas une variation de puissance pratiquement notable.

La séance est levée à midi.

Séance de l'après-midi.

PRÉSIDENCE DE M. PIHLGREN.

La séance est ouverte à 2h de l'après-midi.

M. le PRÉSIDENT. — Messieurs, nous réserverons, si vous le voulez bien, la discussion du Mémoire de M. Rota, dont il a été donné lecture avant le déjeuner, pour la fin de la séance, plusieurs de nos collègues ayant manifesté le désir de prendre la parole à cet égard. L'ordre du jour appelle la lecture du Mémoire de M. Croneau.

M. DE COURVILLE donne lecture du Mémoire de M. CRONEAU.

Les installations électriques à l'arsenal de Lisbonne et à bord du croiseur Rainha Dª Amelia,

Par M. CRONEAU,
Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'arsenal de Lisbonne.

Dans une Communication antérieure faite à l'Association technique maritime (1895) M. Croneau avait signalé la complication des navires de guerre contemporains, et proposé, en vue d'y remédier, l'emploi de l'électricité comme unique moyen de transport de la puissance motrice à tous les appareils mécaniques devenus aujourd'hui si nombreux à bord.

Chargé de transformer l'arsenal de Lisbonne, et de construire le croiseur *Rainha Dª Amelia*, M. Croneau a mis en pratique les idées qu'il avait émises.

L'adoption de l'électricité pour la transmission de l'arsenal a permis, tout en produisant une sensible économie de personnel et de combustible, d'effectuer la transformation des ateliers sans qu'aucun ait cessé de fonctionner. On a adopté une distribution à 3 fils à 240 volts, ce qui permet de charger directement une batterie d'accumulateurs servant pour l'éclairage de nuit de l'arsenal, et évite les difficultés de démarrage de moteurs destinés à être conduits par un personnel peu familiarisé avec les appareils électriques. Les moteurs sont deux turbines de Laval de 200 chevaux. L'auteur donne les caractéristiques de tous les appareils moteurs, et de l'outillage électrique employé à bord des navires en construction.

Sur le croiseur *Rainha Dª Amelia,* tous les appareils auxiliaires placés en dehors des chambres de machines et de chaudières sont mus électriquement, ce qui fait disparaître des sources de chaleur, rend l'habitabilité meilleure, simplifie l'installation générale et permet le fonctionnement des appareils même après envahissement par l'eau de compartiments où passent leurs transmissions.

L'usine électrique, placée sous le pont cuirassé, comprend trois groupes électrogènes de 400 A.82V., mus par des turbines à vapeur Rateau. L'auteur donne la nomenclature et les caractéristiques des nombreux appareils récepteurs que renferme le croiseur. Il considère les transmissions électriques comme recommandables dans tous les cas, mais surtout pour les petites installations, soit à terre, soit à bord, où l'espace est parcimonieusement mesuré, et où l'on ne peut se soustraire aux graves inconvénients qu'entraîne le voisinage des conduites de vapeur.

M. le Président. — M. Croneau n'étant pas présent, le Mémoire qui vient de vous être lu ne peut pas donner lieu à une discussion. Il nous reste à exprimer à son auteur toutes nos félicitations, et à adresser nos remercîments à M. de Courville pour la lecture qu'il nous a faite.

Au programme de cet après-midi figure le Mémoire de M. Moissenet, mais son auteur a demandé que la lecture en fût remise à samedi ; nous attendrons donc. M. Montupet n'est pas présent pour le moment, mais on espère qu'il pourra venir au cours de la séance. On se demande si l'on doit entendre la lecture du Mémoire de M. Dugé de Bernonville avant l'arrivée de M. Montupet qui a traité un sujet analogue, c'est-à-dire la question des chaudières. Je demande à M. Dugé de Bernonville s'il désire lire son Mémoire maintenant, ou attendre l'arrivée de M. Montupet.

M. Dugé de Bernonville. — Il n'y a aucune espèce de relation entre les deux Mémoires.

M. le Président. — Alors vous pouvez lire le vôtre.

M. Dugé de Bernonville. — C'est un compte rendu des expériences faites sur un générateur Niclausse, pour déterminer aux différentes

allures de combustion la vaporisation de chacun des étages de tubes, et l'on en a tiré quelques déductions, qui peuvent être utilement appliquées à l'étude et à la construction des générateurs multitubulaires.

M. Dugé de Bernonville donne lecture de son Mémoire.

Comptes rendus des expériences faites sur un générateur Niclausse, pour déterminer, aux différentes allures de combustion, la vaporisation de chacun des étages de tubes,

Par M. Dugé de Bernonville,
Ingénieur de la Marine,
Ingénieur en chef des Ateliers J. et A. Niclausse.

Il a été construit une chaudière Niclausse, dans laquelle chaque étage de tubes avait une alimentation et une évacuation de vapeur distincte.

Des essais méthodiques ont été faits à des allures de combustion variant de 75^{kg} à 300^{kg} par mètre carré de surface de grille.

Chaque étage de tubes avait une surface de chauffe égale à deux fois et demie la surface de grille. La surface de chauffe totale était trente fois la surface de grille.

On a constaté qu'à toutes les allures de combustion la quote-part de chaque étage de tubes dans la production totale reste la même.

Les vaporisations pour 100 des douze étages de la chaudière considérée sont :

22,3 14,8 10,84 8,57 7,43 6,74 6,14 5,59 5,01 4,56 4,15 3,78

Les trois rangées inférieures, qui représentent sept fois et demie la surface de grille, fournissent sensiblement 50 pour 100 de la vaporisation totale. Sauf des cas exceptionnels, il n'y a pas intérêt à dépasser une surface de chauffe de quarante fois la surface de grille.

M. le Président, — Quelqu'un demande-t-il la parole à propos du Mémoire que M. Dugé de Bernonville vient de nous lire ?

M. Turgan. — Avant de commenter le Mémoire que vient de nous lire M. Dugé de Bernonville, je serais très heureux de connaître la disposition adoptée pour l'appareil d'expériences. Il est dit que l'appareil qui a servi aux essais était composé de douze collecteurs horizontaux superposés les uns au-dessus des autres, et indépendants les uns des autres; je serais heureux de connaître à peu près quelle était la disposition de cet appareil, parce que, si on ne la connaît pas, il me semble très difficile de commenter cette Note, qui donne des résultats extrêmement intéressants, mais qu'il serait bon de pouvoir préciser.

M. Dugé de Bernonville. — L'observation de M. Turgan me fait

d'autant plus regretter que, par suite d'une difficulté qui s'est produite à l'impression, on n'ait pas pu insérer dans ce Mémoire la photographie de l'appareil, qui aurait achevé de faire comprendre la disposition des collecteurs, décrite dans la Note.

Ce qui fait hésiter M. Turgan, qui connaît particulièrement bien les chaudières Niclausse et les chaudières multitubulaires en général, c'est le mot *collecteur* qui est ici un peu impropre. Le collecteur dans la chaudière Niclausse normale comporte dix-huit tubes, placés sur deux files verticales. Pour la chaudière d'expérience, j'aurais pu employer simplement le mot de *boîtes*. C'est, en effet, la superposition de cette série de boîtes, comportant chacune deux tubes placés côte à côte, qui constituait, à proprement parler, un collecteur analogue au collecteur des chaudières ordinaires.

Voici d'ailleurs au Tableau un schéma de la disposition. Chacune des boîtes avait cette profondeur (celle d'un collecteur d'emploi courant), et comportait la cloison médiane de séparation des collecteurs ordinaires. Comme l'explique la Note, la partie avant de chaque boîte recevait l'eau d'alimentation par un tuyau distinct, et la vapeur s'échappait de la partie arrière par un autre tuyau.

M. Turgan. — Je me permettrai de dire que cet appareil, tel qu'il est constitué, n'a aucun rapport avec une chaudière Niclausse normale, parce que ici vous alimentez chaque boîte. Je ne veux pas discuter les difficultés qu'il y aurait eu à constituer une chaudière Niclausse, de façon à arriver exactement au but que vous cherchiez; mais vous alimentez chaque boîte séparément, vous supprimez donc une des grosses difficultés des chaudières multitubulaires.

Je veux parler d'appareils dans lesquels une série de tubes débouche dans une lame d'eau constituant la façade de la chaudière. Dans le cas qui nous occupe, chaque rangée de tubes débouche séparément dans un réservoir spécial; la production de vapeur doit se trouver absolument différente du fonctionnement de l'appareil ordinaire et complet. La dernière rangée de tubes ne fonctionne pas de la même façon lorsque vous avez l'appareil entier, que lorsque vous constituez une série d'appareils particuliers. Il est bien évident que l'eau est prise par les premières rangées avant de l'être par les rangées inférieures. Il suffit de regarder une chaudière en verre, pour voir com-

bien le fonctionnement d'un appareil évaporatoire est compliqué.

Dans un appareil considéré dans son ensemble, il y a une série de tubes les uns au-dessus des autres; la rangée inférieure de tubes étant alimentée par le même collecteur, cela nous mettra dans des conditions tout à fait autres, que lorsque nous avons des séries de tubes, dans lesquelles chaque ligne de tubes est alimentée directement. Dans le cas particulier, l'eau arrive naturellement, la vapeur se dégage naturellement, et elle ne trouve aucun obstacle à ce dégagement.

Nous nous trouvons donc dans des conditions totalement différentes, parce qu'il peut arriver que les premières rangées absorbent toute l'eau, et que les dernières n'en reçoivent ou pas du tout ou fort peu. Il me semble qu'il y a là une première objection.

Il serait également bon de savoir quelle était la position des tubes dans le sens vertical, si la distance entre deux tubes dans le sens vertical était la même dans l'appareil d'expériences que dans les appareils généralement construits, parce qu'il est bien évident — je me permets de faire une hypothèse, je ne connais pas l'appareil — que, si la distance ici n'était pas proportionnellement la même que dans les appareils généralement construits, la combustion serait tout à fait différente. Si vous avez de grandes chambres de combustion, les gaz éteints se rallument, et donnent des quantités de chaleur tout à fait différentes.

Voilà les deux réflexions que le Mémoire de M. Dugé de Bernonville vient de me suggérer, et sur lesquelles je serais heureux d'avoir des éclaircissements.

Ceci ne s'applique pas seulement aux chaudières Niclausse, mais à tout cet ensemble d'appareils que le système Niclausse a fait éclore. Il serait bon d'avoir des détails un peu précis sur le fonctionnement de ces chaudières.

M. Dugé de Bernonville. — Les observations que M. Turgan vient de nous présenter ont dû évidemment venir également à l'esprit d'autres membres du Congrès.

Je répondrai tout d'abord à M. Turgan que, si j'avais pu faire une chaudière se rapprochant plus complètement de la chaudière Niclausse ordinaire, je l'aurais fait très volontiers, mais le moyen ne m'en est pas apparu.

Je n'ai pas besoin de dire que l'alimentation des rangées inférieures, étant ici isolée, n'est pas strictement comparable à ce qu'elle peut être, quand elle doit se faire par l'intermédiaire d'une colonne qui dessert en même temps les faisceaux des rangées supérieures; mais il n'y avait absolument pas d'autre moyen de réaliser une chaudière dans laquelle on pût assurer l'alimentation respective des différentes rangées, que celui qui a été employé.

J'insiste en passant, puisque c'est nécessaire, sur ce qu'il ne s'agit pas ici de rendre compte d'essais sur une chaudière d'un type déterminé. J'ai voulu simplement fixer le rôle respectif des différents étages des générateurs multitubulaires. Les expériences ne veulent rien prouver de plus. J'ai pris pour l'essai une chaudière Niclausse, parce que je l'avais sous la main, et qu'elle était particulièrement facile à sectionner par étages.

J'ajoute tout de suite, pour répondre à la seconde observation de M. Turgan, que l'écartement des tubes en hauteur n'était pas exactement celui des tubes ordinaires; mais encore une fois, par la nécessité d'avoir des cloisons séparées, nous avons été conduits à augmenter l'écartement vertical des tubes; cela s'est traduit par une augmentation de 4^{m} sur une hauteur de $1^{m},08$: je considère que c'est excessivement peu important.

L'ensemble des douze boîtes séparées représentait à peu près la hauteur d'un collecteur ordinaire.

Ceci dit, dans ce cas, comme dans tous ceux où, pour faire des expériences, on a dû nécessairement s'écarter un peu des dispositions habituelles d'un appareil, il s'agit de vérifier si les résultats obtenus méritent créance. M. Turgan manifeste la crainte que les différences de construction n'aient conduit à des résultats très différents de ceux qu'on obtient dans la pratique, et que les chiffres de vaporisation ne soient très supérieurs à ceux qu'un générateur Niclausse peut donner. Si, au lieu de me préoccuper avant tout dans la Note de faire ressortir la vaporisation partielle de chaque étage, j'avais mis en évidence la vaporisation totale (ce qui est à se à faire, puisqu'il suffit de totaliser les résultats partiels), M. Turgan aurait vu de suite que cette vaporisation totale est exactement comparable à la vaporisation d'une chaudière du type ordinaire. Pour les différentes allures de combustion, elle est ce que les expériences répétées faites depuis plusieurs années.

tant par le gouvernement français que par les gouvernements étrangers, ont constaté : c'est la preuve que le fait d'avoir une alimentation distincte pour chaque étage de tubes ne crée pas pour l'ensemble du générateur un régime de vaporisation différent, et que, par suite, on peut accepter en confiance les chiffres relevés dans les expériences pour la vaporisation de chaque étage.

Je rappellerai que M. Watt, dans ses expériences, n'avait pas fait, et pour cause, autrement que moi-même, et, dans sa chaudière d'essai, composée en somme de deux chaudières, une à une rangée de tubes et l'autre à sept rangées de tubes, chacune de ces deux chaudières avait son alimentation distincte. C'est naturellement le seul moyen de mesurer à part la vaporisation. M. Watt, en relevant le chiffre de 60 pour 100 de la vaporisation totale pour la petite chaudière inférieure, à une rangée de tubes, a jugé inutile également de faire ressortir qu'elle aurait pu être différente si, au lieu d'évacuer directement la vapeur par un tuyau spécial, il ne l'avait rejetée qu'après lui avoir fait traverser la lame d'eau.

Les expériences, dont la Note que je viens de lire rend compte, sont beaucoup plus complètes que celles faites précédemment sur la matière. Elles ont la même valeur que tant d'autres expériences qui donnent des résultats contrôlés par la pratique. D'ailleurs, je rappelle, comme il est dit dans la Note, que les résultats concordent également assez bien avec les calculs de M. l'Ingénieur de la Marine Brillié.

M. Turgan. — Je n'ai qu'à vous remercier de l'explication supplémentaire que vous avez bien voulu nous donner, et qui fixe la physionomie de votre appareil d'essais. La disposition des tubes dans le sens vertical est intéressante. Il est évident qu'une différence de 4^{cm} n'a aucune importance. Il me semble cependant bien extraordinaire que cette évacuation directe, qui supprime tous les remous, tous les courants contrariés dans les chaudières, n'ait pas produit un effet plus considérable que vous ne voulez bien nous le dire, et ne modifie pas la proportionnalité d'évaporation des différentes rangées.

M. Dugé de Bernonville. — Je vous demande la permission d'ajouter simplement un mot. Si j'ai bien compris, M. Turgan a voulu faire ressortir que, dans la chaudière du type ordinaire Niclausse, l'arrivée de l'eau aux tubes inférieurs serait beaucoup plus gênée que dans la

chaudière d'essai, où l'alimentation se fait directement. La conséquence en serait que, dans la pratique, les tubes inférieurs auraient moins à travailler que les expériences ne le montrent. J'estime qu'il y a simplement lieu de s'en féliciter, puisque lesdites expériences ont montré que les tubes des rangées inférieures travaillent déjà un peu moins qu'on ne le supposait d'après les expériences précédentes, et puisque la vaporisation totale de la chaudière reste élevée.

M. Turgan. — Ce que je me permettais de vous faire observer, c'est que le fonctionnement de votre appareil d'essai devait être certainement meilleur que le fonctionnement des générateurs considérés dans leur ensemble.

M. Dugé de Bernonville. — Je ne peux vraiment à cet égard que répéter encore ce que j'ai dit : l'appareil d'essai se rapproche de l'appareil ordinaire autant qu'il est possible, et les chiffres de vaporisation totale concordent avec ceux qu'on relève d'habitude, ce qui montre qu'on peut ajouter foi aux résultats obtenus.

M. le Président. — J'adresse à M. Dugé de Bernonville tous nos remerciments pour les expériences qu'il a faites sur les chaudières, sujet si intéressant.

M. Montupet n'étant pas présent, je donne la parole à M. Simonot.

M. Simonot donne lecture de son Mémoire.

Fatigue des tuyautages de vapeur produite par leur dilatation à chaud,

Par M. Simonot,
Ingénieur du Génie Maritime.

M. Simonot s'est proposé d'étudier la fatigue que subissent les tuyautages de vapeur et d'air encastrés à leurs extrémités, sous l'influence de l'élévation de température.

Il fait remarquer que la fatigue due à la dilatation est complètement indépendante de l'épaisseur du métal, qui n'a d'importance qu'au point de vue de la fatigue résultant de la pression intérieure de la vapeur. Il conseille de composer les tuyautages en acier de portions rectilignes, réunies par des coudes en acier moulé de faible rayon, de façon qu'on puisse facilement inspecter l'intérieur, et s'assurer que le tuyautage n'est pas altéré par l'oxydation. Il pense que dans beaucoup de cas il serait plus sage, pour absorber la dilatation à chaud, d'employer des joints glissants. Les tableaux qui suivent indiquent, pour un grand nombre de cas, l'allongement, la flèche, la fatigue maxima, et le rapport du rayon de courbure au diamètre qui correspond à la limite élastique du cuivre, 10^{kg}, avec un produit du module d'élasticité par le coefficient de dilatation égal à 40.

M. le Président. — Personne ne demandant la parole, j'adresse à M. Simonot nos remercîments pour son travail sur la fatigue du tuyautage produite par la dilatation à chaud. (*Applaudissements.*) L'ordre du jour appelle la lecture du Mémoire de M. Dibos.

M. Turgan donne lecture du Mémoire de M. Dibos.

Écrans hydrauliques,

Par M. Dibos,
Ingénieur maritime, Lauréat de l'Institut.

L'auteur signale la gravité et la fréquence des accidents produits par l'envahissement, par la vapeur et l'eau en ébullition, des chambres de machines et de chaufferies.

Il propose, pour y remédier, l'établissement de tuyautages à eau froide, fermés en temps ordinaire, et fournissant une abondante nappe d'eau condensante, toutes les fois que l'envahissement de l'eau ou de la vapeur ferait monter la température au delà de la limite que peut supporter le corps humain, température évaluée de 70 à 77°.

L'écran liquide serait mis en fonctionnement par la rupture d'une pièce fusible commandant par un système de leviers un obturateur.

M. Lecointe. — Qu'il me soit permis, à propos de ce Mémoire, de faire observer que la température que peut supporter l'homme, lorsque cette température croît plus ou moins indéfiniment, diffère essentiellement suivant que l'atmosphère est en mouvement ou au repos. Si vous entrez dans une atmosphère calme à une température de 60°, vous la supporterez pour ainsi dire sans entraînement, en ce sens que vous subirez simplement une grande sudation; il en sera tout autrement si vous vous présentez devant un courant d'air chaud à 60°; il vous sera absolument impossible de supporter ce courant, du fait par exemple de la douleur que vous recevrez par les yeux.

Il serait donc peut-être bon d'indiquer si ces expériences ont eu lieu dans des courants d'air chaud ou dans une atmosphère calme.

M. le Président. — Nous ne pouvons discuter cette question, M. Dibos étant absent. J'adresse à l'auteur et au lecteur tous nos remercîments.

En attendant que M. Montupet arrive, je prie M. Turgan de vouloir bien nous donner lecture du Mémoire de M. Cuniberti.

M. Turgan donne lecture du Mémoire de M. Cuniberti.

Les cuirassés-croiseurs, les destroyers-estafettes et les torpilleurs sous-marins, les trois fusions futures,

Par M. le Colonel VITTORIO-E. CUNIBERTI,
Ingénieur en chef du Génie naval italien.

Se référant à des études antérieures sur la portion du déplacement affectée sur les différents navires à la propulsion et aux puissances offensive et défensive, M. Cuniberti exprime l'avis que l'addition aux croiseurs de quelques canons de gros calibre permettrait, avec un déplacement de 9000 tonnes environ, d'avoir un bâtiment de 21 à 23 nœuds, qu'il appelle *cuirassé-croiseur*, fusion du cuirassé et du croiseur.

Il demande pour les reconnaissances la création de destroyers-estafettes de 30 nœuds pourvus d'une légère voilure de croisière, d'un déplacement plus élevé que les destroyers actuels.

Enfin, il demande la fusion du torpilleur d'escadre et du sous-marin.

M. le PRÉSIDENT. — Après avoir adressé à l'auteur et au lecteur tous nos remerciments, je vous propose de passer à la discussion sur le Mémoire de M. Rota, dont nous avons parlé au commencement de cette séance.

M. TENNYSON. — Je vous prie en premier lieu de m'excuser, car je ne parle pas assez correctement la langue française.

A propos de l'excellent Mémoire de M. Rota, je voudrais faire une petite remarque. Je voudrais attirer l'attention des membres du Congrès sur ce fait qu'il existe un nombre considérable d'essais et d'expériences excellents, comme ceux dont nous a parlé M. Rota, sur la résistance des modèles des navires. Il semblait qu'on avait accepté la célèbre théorie de M. Froude père sur la relation entre la résistance du navire et son modèle, dans les circonstances correspondantes, comme une théorie absolument juste pour tous les navires que nous construisons, théorie qui pourrait rester juste malgré tous les progrès de l'architecture navale et des autres branches de science alliées à celle-ci. Malheureusement il n'en est pas ainsi en réalité. Nous savons que la loi de Froude n'est juste que dans le cas où la résistance de l'eau éprouvee par le navire est proportionnelle à la deuxième puissance de la vitesse. Pour les vitesses moyennes de nos navires c'est plus ou moins exact, suffisamment au moins pour la pratique. Pour les vitesses moindres, la valeur de la resistance de l'eau en fonction de la vitesse s'exprime plutôt par une equation de premier degré, et pour les vitesses supérieures, au-dessus de 20 nœuds par exemple, l'équa-

tion devient de plus en plus compliquée, et se rapproche d'une équation complète de degré supérieur, s'éloignant de plus en plus de la loi de Froude.

Maintenant que l'augmentation des vitesses des navires nouvellement construits est si grande, nous arriverons bientôt sans aucun doute à la limite de justesse de la loi bien connue de Froude. C'est pourquoi je voudrais me permettre d'exprimer le désir de voir se développer les expériences de résistance de l'eau sur des corps de forme géométrique, et surtout des formes les plus avantageuses pour l'hydrodynamique, parce que, comme les équations différentielles hydrodynamiques du mouvement des corps dans un milieu liquide matériel ne peuvent pas êtres intégrées dans l'état actuel des mathématiques, il ne nous reste qu'à essayer de trouver des solutions partielles pour les cas spéciaux. Quand nous aurons un assez grand nombre de ces solutions partielles de ces équations, nous pourrons peut-être espérer trouver la solution du problème général. Ce système d'expériences nous permettra, il me semble, d'obtenir des résultats beaucoup plus importants et même pratiques, au moins pour l'avenir, que les essais des modèles d'après la loi de Froude, qui devient pour ainsi dire de moins en moins juste à chaque pas du progrès dans la vitesse des navires. (*Applaudissements.*)

M. Rota. — Je demande l'indulgence du Congrès, car je ne parle pas suffisamment le français. Permettez-moi de vous exprimer mes remerciments les plus sincères pour l'accueil vraiment aimable que j'ai reçu ici. Je dois aussi remercier l'éminent Président, les Vice-Présidents et tout le Comité d'organisation d'avoir bien voulu accepter mon petit concours. Je remporterai dans mon pays un souvenir très agréable de cette séance. (*Applaudissements.*)

M. le Président. — M. Hauser veut bien nous lire son Mémoire.

M. Hauser donne lecture de son Mémoire.

Adoption d'un système rationnel d'unités dans les questions de construction navale,

Par M. Hauser,
Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.

Les unités employées par les ingénieurs offrent des discordances, qui rendent difficile la comparaison des résultats, du rapprochement desquels peut résulter le progrès. En

dehors des unités géométriques, pour lesquelles le triomphe du système métrique et décimal surviendra tôt ou tard, il existe des unités mécaniques de travail, de puissance et de charge par unité de surface, qui varient suivant les nationalités des observateurs, et même dans le même pays.

Signalant les grands progrès faits par la science électrique depuis le Congrès de 1881, et l'adoption d'unités communes, l'auteur propose de rattacher au système C.G.S. les unités suivantes employées en construction navale, en prenant pour unités pratiques :

Pour le travail, le kilojoule (environ 102 kilogrammètres),

Pour la puissance, le kilojoule seconde ou kilowatt (environ 1^{cheval},36),

Enfin, pour simplifier et abréger le langage, il propose d'évaluer les pressions en prenant pour unité la charge par unité de surface, qui, faisant parcourir à l'unité de longueur l'unité de surface, fournit l'unité de travail : de cette unité, qui serait de dix dynes par centimètre carré, on déduirait une unité pratique, correspondant au kilowatt, désignée sous le nom de *hydrogramme*, et dont la valeur en unités actuelles serait de 102^{kg} environ par mètre carré.

M. Drzewiecki. — Nous venons d'entendre une très intéressante Communication de M. Hauser, dans laquelle il propose l'application du système C. G. S. pour l'unification des unités mécaniques relatives aux navires. Tout à l'heure, nous avons entendu une proposition analogue de M. Biles qui tendait vers un but analogue. Permettez-moi d'anticiper sur ma Communication de demain sur les hélices, parce que j'ai l'intention de soutenir une proposition analogue d'unification des mesures pour déterminer les éléments des hélices. Malheureusement, la sanction de ces propositions ne peut pas intervenir, je crois, sans une discussion très détaillée de ces questions. C'est pourquoi je pense que je répondrai au vœu de beaucoup de membres du Congrès, en proposant la nomination d'une commission spéciale s'intéressant à ces questions, commission à laquelle le Congrès confierait le soin de discuter les différentes questions se rattachant à cette unification, ainsi que cela a été fait par le Congrès des Électriciens, et de soumettre soit au présent Congrès, soit au suivant, le résultat de ses études, de façon que le Congrès puisse, avec son autorité indiscutable, proposer les solutions intervenues au monde savant, et aux constructeurs.

M. le Président. — Si l'on veut activer la chose, ce qu'on a de mieux à faire, c'est de nommer une commission. Je demande aux membres présents s'ils veulent nommer une commission pour étudier cette question. (*Adopté.*)

M. Drzewiecki. — Les personnes qui désirent faire partie de la commission pourraient s'inscrire ; je crois que ce serait le meilleur moyen de recruter les personnalités qui voudraient s'occuper de la question.

M. le Président. — Alors je demande au Congrès s'il veut ajourner la discussion à demain, en décidant que, pour le moment, le bureau est ouvert pour l'inscription des membres qui veulent faire partie de la commission.

Un Congressiste. — Je crois que, dans la commission, il faut qu'il y ait des représentants de l'Autriche et de l'Angleterre. Il y a des pays qui ont déjà le système métrique, et qui seront très heureux que ses unités soient adoptées dans tous les pays. Spécialement, en Autriche et en Angleterre, il y a une grande différence, parce qu'il y a le *zoll* et l'*inch*. Je désire donc, dans l'intérêt général, qu'il y ait dans la commission des Anglais et des Autrichiens.

M. le Président. — C'est une idée tout à fait juste. Nous pouvons attendre jusqu'à demain pour laisser les bonnes volontés se manifester. Nous nous adressons d'abord aux bonnes volontés, ensuite nous verrons ce qu'il faudra faire.

M. Drzewiecki. — Par conséquent, vous autorisez les personnes qui s'intéressent à la question à s'inscrire au bureau?

M. le Président. — Parfaitement.

M. Montupet n'étant pas arrivé, je lève la séance.

La séance est levée à 5^h.

SÉANCES DU 20 JUILLET 1900.

Séance du matin.

Présidence de M. Busley.

La séance est ouverte à $9^h 30^m$.

M. le Président. — Je rappelle aux membres du Congrès que la séance de ce soir, pour entendre la lecture des Mémoires de MM. Gou-

laïeff et Noakes, aura lieu à 8h 30m au Palais des Congrès à l'Exposition. L'ordre du jour appelle la lecture du Mémoire de M. Berling.

M. Hauser donne lecture du Mémoire de M. Berling.

Mesures comparées des vibrations observées sur les croiseurs Hansa *et* Vineta *de la Marine Allemande,*

Par M. Berling,
Marinebaumeister,
Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft.

M. Berling signale l'intérêt qui, depuis la construction de navires à grande vitesse, s'attache à l'étude des vibrations, de leurs causes et des moyens d'y remédier.

Il signale les travaux de MM. Taylor, Normand, Yarrow et, en particulier, de M. Otto Schlick, qui a imaginé un appareil, le pallographe, destiné à donner des relevés indiquant la fréquence et l'intensité des vibrations horizontales et verticales.

Depuis 1893, la Marine Allemande fait procéder, lors des essais de navires, à la mesure des vibrations au moyen des pallographes. Leurs indications ne permettent pas de déterminer d'une manière rigoureuse la forme des vibrations; elles permettent toutefois de constater quel est le nombre de tours de machine qui leur donne la plus grande amplitude; on a pu constater ainsi que les vibrations sont deux fois plus fréquentes, mais beaucoup moins amples, sur la *Hansa,* dont les machines sont équilibrées suivant le système Otto Schlick, que sur la *Vineta,* dont les machines ne sont pas équilibrées. Cette différence dans la fréquence paraît être due aux variations du mouvement de rotation, dont la régularité est aussi essentielle que l'équilibrage des pièces en mouvement.

M. le Président. — Nous remercions M. Berling du travail très intéressant qu'il a adressé au Congrès, ainsi que le membre du Congrès qui a bien voulu lui prêter le concours de sa parole. La discussion sur le sujet qui vient d'être traité est remise après la lecture du rapport de M. Schlick, qui a traité à peu près la même question.

M. Hauser donne lecture du Mémoire de M. Schlick.

Des vibrations des vapeurs,
Par M. Otto Schlick.

L'auteur fait remarquer que, même sur les navires où l'on s'est préoccupé d'équilibrer les masses de l'appareil moteur en mouvement, il peut cependant se produire des vibrations exactement synchrones avec les tours de la machine. On est conduit par suite à les attribuer à l'action du propulseur.

Des expériences ont démontré que la variation du moment de rotation n'entraîne qu'une variation peu sensible dans la vitesse de rotation du propulseur, et par suite dans la poussée; c'est donc à une autre cause qu'il faut, dans ce cas, attribuer les trépidations.

M. Otto Schlick les attribue aux différences de forme qui existent toujours plus ou moins entre les différentes ailes d'une hélice. L'aile ayant le plus grand pas reçoit une poussée

tangentielle prépondérante, dirigée alternativement de bas en haut et de haut en bas, et synchrone avec l'allure de la machine. La distance qui sépare l'hélice du nœud vibratoire arrière étant assez grande, il en résulte un moment de flexion alternatif, qui, joint aux causes provenant d'un équilibre insuffisant des masses, peut produire des trépidations notables.

L'auteur indique comme remède l'ajustage mécanique des surfaces des ailes d'hélice, et au besoin la modification de la position de l'hélice par rapport aux manivelles.

M. le Président. — Nous regrettons que l'absence de M. Schlick ne nous permette pas de lui adresser directement nos remercîments pour son remarquable travail, nous espérons néanmoins qu'ils lui parviendront, et nous les lui adressons avec empressement. Quelqu'un a-t-il des observations à présenter sur les Mémoires de MM. Berling et Schlick?

M. Berling. — Bien que les vibrations des coques des navires ne rentrent pas dans les lois générales des mouvements vibratoires, il faut cependant admettre que chaque navire a, à ce sujet, ses propriétés caractéristiques. Les navires de guerre ont des formes et des distributions de masses si particulièrement compliquées, qu'il est impossible lors de l'étude du projet, même en employant des formules empiriques, de prévoir la fréquence critique de leurs vibrations. Les propriétés individuelles de chaque type de navire ne peuvent, par conséquent, être étudiées qu'une fois qu'il est à flot.

Quand deux navires différents sont soumis à plusieurs systèmes de forces alternatives d'une fréquence différente, il peut arriver qu'un système de forces qui produit des vibrations sur l'un, soit sans effet sur l'autre, tandis qu'un autre système de forces produirait des vibrations plus accentuées. L'effet vibratoire dépend moins de la grandeur des efforts que de leur fréquence.

M. Schlick, dans son calcul, admet que la résistance de l'hélice dans l'eau, même avec une vitesse variable, est toujours proportionnelle au carré de la vitesse de rotation. Comme cette loi n'est exacte que pour une vitesse uniforme, la première partie du calcul comparatif de M. Schlick donne un résultat trop faible.

En outre, une différence d'un degré entre le pas des ailes paraît bien élevée, si les ailes sont exactement vérifiées à l'atelier.

M. Schlick combat cette opinion, que les variations des poussées axiales des propulseurs sont souvent la cause principale des vibrations des vapeurs, quand ils sont munis de machines bien équilibrées. Il

oppose d'autres causes vibratoires, principalement les imperfections de la forme des hélices.

C'est avec raison que M. Schlick fait observer que les variations de poussée, résultat d'un ajustage imparfait et d'un équilibrage incomplet, ont une fréquence égale au nombre de tours des machines principales. Si donc il existe des vapeurs munis de machines bien équilibrées, avec des couples de rotation bien uniformes, ayant des vibrations de fréquence égale au nombre de tours des machines principales, je conclurai, avec M. Schlick, que la cause des vibrations réside dans les imperfections des hélices. Mais M. Schlick soutient que les vibrations des vapeurs, dont les machines sont bien équilibrées, sont toujours « exactement synchrones avec les tours de la machine », et plus loin, que « les trépidations en question se produisent toujours aux mêmes intervalles que les tours de la machine ». Si vous voulez bien, Messieurs, vous reporter à la *Pl. XX* de mon Mémoire, vous constaterez, comme je l'ai expressément signalé dans mon Mémoire, que le nombre des vibrations verticales du croiseur *Hansa* est toujours approximativement double de celui des machines principales. J'ai constaté le même fait sur d'autres navires de guerre pourvus de machines du système Schlick. Par conséquent, sur ces navires, on ne peut considérer les hélices comme la cause des vibrations.

Comme, dans beaucoup de cas analogues, on n'a constaté que de très faibles vibrations, on doit attribuer les vibrations de la *Hansa* à la grande irrégularité du couple de rotation des machines principales et aux variations des poussées axiales des propulseurs.

M. Drzewiecki. — Je m'associe complètement aux conclusions de M. Schlick, qui attribue les vibrations des bateaux à la différence du pas des deux ailes; le couple change pendant la rotation de l'hélice, et c'est d'autant plus vraisemblable que les hélices à deux ailes donnent plus de vibrations que les hélices à trois ailes. Je crois qu'on pourrait facilement se rendre compte si en effet la cause des vibrations est dans la petite différence de pas des deux ailes, en essayant une hélice à deux ailes rapportées, et en réglant une des ailes aussi exactement que possible jusqu'au moment où les vibrations cesseraient. Je crois que cette petite expérience confirmerait la théorie.

M. Huin. — Je crois qu'il y a une cause de vibrations très accentuées

dans la manière dont se répartissent les poussées sur les ailes des hélices qui ne sont pas tout à fait symétriques, par rapport aux pressions qu'exercent sur elles les filets liquides. Si je prends comme exemple une hélice à deux ailes, dans laquelle le phénomène peut être plus facilement décrit que dans toute autre forme d'hélice, je remarque que, quand, dans une hélice à deux ailes, celles-ci sont horizontales, il n'y aura pas grande différence entre les poussées exercées sur chacune des deux ailes; par conséquent la résultante des poussées de ces deux ailes peut être considérée comme une force dirigée dans le sens de l'axe du navire, et passant par le centre de l'arbre. Au contraire, lorsque les deux axes sont verticaux, chaque aile ne reçoit pas, pour une même vitesse angulaire de rotation, exactement la même poussée, parce que les pressions statiques ou dynamiques ne sont pas exactement les mêmes dans tous les filets liquides que l'on peut considérer sur la hauteur de l'ensemble des deux ailes. Par suite la résultante des pressions sur les deux ailes ne doit pas dans ce cas passer par le centre de l'arbre. Par conséquent il y a une force excentrique, tandis que, dans le premier cas, il y avait une force centrée sur l'arbre. L'excentricité de la force est la cause d'un choc très considérable sur la partie arrière du bâtiment; ce choc se transmet ensuite de manière à produire des vibrations dans les différentes parties de la coque. Il y a là une source de vibrations qui doit être envisagée très sérieusement.

L'explication que je donne de ce qui se passe dans le cas d'une hélice à deux ailes, je peux la mettre sous le patronage de M. Dupuy de Lôme. J'ai eu l'honneur de travailler avec lui. A un moment nous avions constaté des vibrations considérables; mais empêchés de faire des essais sur les navires où nous avions mis des hélices à deux ailes, nous avons changé purement et simplement ces hélices; nous les avons mises à quatre ailes, et immédiatement, avec la même machine et la même coque, les vibrations ont à peu près disparu, d'où un gain considérable de vitesse. Voilà un exemple que je signale comme un fait parfaitement observé. Cela se passait vers 1875, je crois. (*Applaudissements.*)

M. le Président. — Quelqu'un a-t-il encore des observations à présenter sur les Mémoires de MM. Schlick et Berling? La discussion sur

ces Mémoires est close. La parole est à M. Eynaud pour une communication qu'il désire faire au Congrès.

M. Eynaud. — Messieurs, nous apprenons à l'instant que Lord Brassey vient d'arriver au Congrès. Je me permets, au nom des Vice-Présidents actuellement au bureau, de lui souhaiter la bienvenue, et de lui dire qu'il a été élu par l'assemblée générale d'hier matin comme un des Vice-Présidents. Je lui serais reconnaissant de vouloir bien prendre place au bureau pour cette séance, en attendant qu'il veuille bien présider la séance de cet après-midi. (*Vifs applaudissements.*)

Lord Brassey prend place au bureau.

M. le Président. — Nous apprenons que M. Montupet, que nous avons eu le regret de ne pas entendre hier, est présent ce matin; nous le prions de vouloir bien nous donner lecture de son Mémoire.

M. Montupet donne lecture de son Mémoire.

Étude sur les Chaudières,

Par M. Montupet,
Ingénieur-Constructeur.

La nécessité d'activer la circulation intérieure des chaudières, tant pour accroître leur rendement que pour restreindre les chances d'avarie par coup de feu, a fait surgir un grand nombre de dispositifs.

Le dispositif proposé par M. Montupet consiste à diriger le fluide formé du mélange d'eau et de vapeur jusqu'à la hauteur du niveau de l'eau. La différence de densité d'une colonne du mélange fluide d'eau et de vapeur et d'une colonne d'eau suffit à provoquer un mouvement circulatoire, qui est d'autant plus actif que la chaudière est plus haute, et qui s'arrête dès que le niveau de l'eau descend au-dessous du débouché de la colonne ascendante. La chute de pression qui en résulte, la machine continuant à consommer, est un indice de l'insuffisance de l'alimentation.

M. Montupet applique ce dispositif à des chaudières de types variés : chaudières Field, chaudières multitubulaires, chaudières type Amirauté, locomotives, locomobiles, etc. Il y attribue de grands avantages au point de vue de la suppression des dépôts et des coups de feu, de la sécurité, de l'économie de combustible et de l'augmentation de puissance.

Dans une deuxième partie, M. Montupet donne des renseignements sur un type de chaudière marine à tubes à dilatation libre. Chaque tube vaporisateur renferme un tube de circulation concentrique. La circulation est assurée par l'application du principe indiqué plus haut.

M. le Président. — Nous remercions M. Montupet du travail très intéressant et très pratique qu'il vient de lire au Congrès. Quelqu'un a-t-il des observations à présenter sur ce Mémoire ?

M. Turgan. — Je demanderai la permission d'ajouter un mot seulement en confirmation de ce que vient de dire M. Montupet sur la circulation des chaudières à tubes verticaux.

Lorsqu'on fait des expériences avec des chaudières Field en verre, de façon à voir exactement comment la circulation se produit dans l'appareil, on est très surpris de voir que très fréquemment, sinon constamment, la circulation se produit à l'inverse de ce qu'on a coutume de croire; l'eau descend par l'espace annulaire, et c'est la vapeur qui remonte par le petit tube. Ceci se produit toujours lorsque la combustion sur la grille est assez faible. Du reste, cela est facile à comprendre : puisque le tube intérieur est ouvert à sa partie inférieure, comme c'est la partie extérieure du tube qui est la plus chauffée, l'eau tend à monter aussi bien par le tube du milieu que par l'espace annulaire. Eh bien, quand le tube n'est pas complètement enveloppé par le feu, la circulation se renverse, et celle qui avait lieu au début, c'est-à-dire la descente de l'eau par le tube du milieu et la montée de l'eau et de la vapeur par l'espace annulaire, s'arrête et change de sens.

Il y a donc là une explication très nette du mauvais fonctionnement des chaudières Field actuelles, et l'on comprend parfaitement qu'un dispositif qui permet d'améliorer ce fonctionnement, c'est-à-dire qui empêche le renversement de la circulation de se produire, doit donner une très grande augmentation de rendement. Mais il me semble qu'il serait tout d'abord nécessaire de fermer à son extrémité inférieure le petit tube et de faire des trous de dégagement latéraux.

Si l'on combine cette fermeture du petit tube avec l'établissement d'un écran contenu dans le collecteur inférieur, on arrive à pouvoir produire jusqu'à 80^{kg} de vapeur par mètre carré de surface de chauffe sur une chaudière Field ordinaire, et même avec un dispositif un peu différent. J'ai assisté à un essai au Chemin de fer du Nord, où l'on est arrivé, avec une chaudière à tubes Field très modifiée, à obtenir jusqu'à 96^{kg} de vapeur par mètre carré de surface de chauffe. Il y a donc là une confirmation très complète de ce que M. Montupet nous expose dans son Mémoire. (*Applaudissements.*)

M. Bertin. — Je voudrais demander à M. Montupet un petit éclaircissement sur sa *fig.* 2 : qu'est-ce qui conduit à mettre le tube de descente à l'avant?

M. Montupet. — Je comprends parfaitement l'observation. La circulation telle qu'elle est indiquée dans la *fig.* 2 n'est pas normale, parce que l'eau circule dans le sens des gaz chauds, alors que, en bonne économie, elle devrait circuler en sens contraire; mais cette disposition a été adoptée dans le but d'empêcher la formation des dépôts calcaires au dessus du foyer, lesquels dépôts provoquent très souvent des coups de feu dans les bouilleurs des chaudières.

Avec la disposition adoptée, nous supprimons d'une manière complète tous les dépôts qui se formaient anciennement. La circulation rationnelle conduirait à mettre le dégagement de la vapeur à l'avant, et la descente de l'eau à l'arrière; mais c'est dans un but particulier que nous avons établi ainsi la circulation : cela nous donne une sécurité beaucoup plus grande au point de vue des coups de feu dans les chaudières à bouilleurs.

M. le Président. — La discussion sur le Mémoire de M. Montupet est close. L'ordre du jour de ce matin en ce qui concerne la lecture des Mémoires étant épuisé, nous allons ouvrir la discussion sur la proposition qui a été formulée dans la dernière séance par M. Drzewiecki pour l'unification des mesures.

M. Drzewiecki. — Nous avons entendu, à la séance d'hier après-midi, deux intéressants Mémoires, celui de M. Biles et celui de M. Hauser, tendant tous les deux à l'unification des mesures, le premier s'appliquant aux mesures de déplacement et, en général, de tous les éléments de la carène; le second relatif aux mesures des machines, chaudières, etc. Pour mon compte, cet après-midi, à la suite de mon Mémoire sur les hélices, je vais avoir l'honneur de vous présenter aussi une proposition analogue pour l'unification des mesures et des méthodes de détermination des hélices.

J'avais proposé hier la nomination d'une Commission pour examiner et mener à bonne fin cette question; ma proposition a été approuvée à l'unanimité par le Congrès, mais lorsque après la séance nous sommes venus nous inscrire pour former la Commission, nous nous sommes trouvés juste trois pour signer la feuille, et encore, parmi ces trois, il y en avait un, M. Hauser, qui avait fait une proposition différente et qui s'opposait contre la même. J'espère qu'il voudra bien nous expliquer [illegible] pour [illegible] à nous. Le

troisième membre, M. Woodward, s'est inscrit également contre ma proposition. C'est donc un succès assez médiocre.

Cependant je ne me décourage pas, et je reprends ma proposition, car je crois qu'une question de ce genre, qui est de la plus haute importance, ne peut pas être résolue par un Congrès international, sans préparation et sans discussion préalables. Nous avons un précédent, c'est le Congrès des Électriciens, qui, il y a dix-neuf ans, s'est réuni et a élaboré les questions d'unification pour les mesures électriques, et c'est ce qui a donné un si rapide essor au mouvement scientifique, et aux progrès de l'électricité.

Il est vrai que, pour l'électricité, la question était plus simple : on n'avait affaire qu'à des particuliers ou à des constructeurs. Ici, dans la question des constructions navales, on a affaire à des institutions de l'État, à des amirautés, à des ministères de la marine, auxquels il est difficile d'imposer des lois et des règles de conduite. Aussi, quand M. Hauser m'a invité hier à formuler un vœu plus déterminé que celui que j'avais proposé, je me suis trouvé très embarrassé, précisément à cause de la complexité de la question.

Je crois qu'il y aurait beaucoup de solutions à cette question, mais je proposerai d'abord la nomination d'une commission ou d'un groupe émanant des quatre grandes Sociétés que nous représentons : l'Institution des Naval Architects de Londres, sa cadette notre Association technique maritime, la Société Américaine et la Société Allemande, qui toutes s'occupent du même sujet. On pourrait choisir parmi les représentants de ces Sociétés un petit groupe de huit ou dix personnes, qui prépareraient les voies et moyens pour arriver au but que nous nous proposons, qui présenteraient à leurs Sociétés respectives les programmes à élaborer, et prépareraient pour un congrès prochain un programme complet d'unification. La question pourrait alors entrer, comme cela a lieu ordinairement, dans le programme des travaux du prochain Congrès.

Je crois que ce serait une des manières de résoudre la question, et il y en a peut-être d'autres.

Je pense que M. Hauser a à ce sujet des vues personnelles.

Malheureusement, M. Biles, qui est aussi l'auteur d'une proposition analogue, n'assiste pas à la séance, mais je crois qu'il a chargé M. Hauser d'une communication à ce sujet.

Je proposerai, pour me résumer, la nomination d'une commission de personnes représentant les quatre Associations, qui se chargeraient d'étudier les voies et moyens pour arriver à la proposition finale. Je crois que si les personnes qui désirent en faire partie s'inscrivaient à la fin de la séance sur une liste, on pourrait profiter de leur séjour à Paris, au commencement de la semaine prochaine, pour les réunir au moins une fois, et décider quelque chose.

Sans cela malheureusement les vœux que nous exprimerons resteront platoniques, et n'auront aucune espèce de commencement d'exécution.

M. Hauser. — Nous nous trouvons en présence de trois propositions, qui en somme ont un but commun, celui d'amener une certaine unité dans des choses qui n'en ont pas actuellement, et ces choses sont de nature très différente. M. Biles veut d'abord donner de l'unité à la manière dont on présente les résultats des calculs de navires; M. Drzewiecki veut donner de l'unité dans la manière de déterminer les éléments des propulseurs; moi-même je voudrais uniformiser les unités servant à calculer différentes choses dans les questions de construction navale : travail, puissance, charge par unité de surface. C'est un but commun, mais ce sont des choses de nature différente, et qui ne sont pas à mon avis susceptibles des mêmes solutions.

Il faudrait avant tout l'assentiment des gouvernements, et des décrets. Eh bien, un gouvernement peut bien décréter qu'on vendra le pain, la viande, la force motrice, sur la base d'unités déterminées, mais il ne peut pas décréter qu'on calculera les différentes parties d'un navire avec des unités déterminées.

A mon avis, dans ce que proposent MM. Drzewiecki et Biles, il ne peut pas y avoir d'action gouvernementale; il ne peut y avoir que l'action des particuliers ou de collectivités, telles que les associations dont vient de parler M. Drzewiecki.

Il y a une proposition dont l'adoption présentera toujours de grandes difficultés, c'est la mienne, parce qu'il y a beaucoup de pays qui tiennent à leurs habitudes de mesure, et que malheureusement on se figurera voir, dans ma proposition, une tendance vers le système métrique. Je me permettrai simplement de faire remarquer que ma proposition n'est pas une tendance vers le système métrique, mais vers

le système C.G.S., universellement admis. Je ne voudrais donc pas soulever des susceptibilités nationales.

Le système de M. Biles soulèvera également des difficultés; il est obligé de prendre une longueur déterminée pour l'échelle à laquelle il trace ses diagrammes; il prend 10 pouces; nous accepterions difficilement ce chiffre, parce que le pouce n'est pas notre unité. J'espérais que M. Biles serait présent ce matin; je l'avais prévenu de mon intention de réunir nos propositions; il n'a pu venir et voici ce qu'il m'a écrit :

« Dear Sir,

» I regret very much that I shall be unable to be present at the Congress to-day; I am indisposed and confined to my room by the doctors orders.

» With reference to the question of unification or standartising, I think that the Congress should pass a resolution approving of a committee to consider the question, the committee to consist of two members from each of the leading Societies of each country.

» The Societies themselves should appoint their representatives. Some one should be appointed president of these representatives, now in order to have the power of calling them together, and carrying on their business of organisation.

» Believe me yours faithfully. » J.-H. Biles. »

La proposition de M. Biles cadre sensiblement avec celle de M. Drzewiecki. Je lui ferai un reproche, c'est qu'elle donne au Congrès, il me semble, une autorité qu'il n'a pas, et qu'il devrait remettre aux Sociétés, qui, dans chaque pays, ont une certaine influence dans ces questions. J'aimerais mieux que le Congrès ne nommât personne, mais que, après le Congrès, nous adressions un extrait de nos délibérations à chacune des quatre Sociétés, pour qu'elles s'entendent et nomment une Commission.

Si nous nommons immédiatement une Commission, et, en ce qui concerne la Société américaine, je crois qu'il n'y a ici que M. Woodward qui la représente, ne craignez-vous pas qu'on nous dise que nous avons été bien vite?

Finalement, j'ai préparé mon vœu, moi aussi, et je me permets d'en donner lecture, avant de le déposer entre les mains de M. le Président; le voici :

« Le Congrès émet le vœu que par des démarches communes, soit

auprès de leurs gouvernements respectifs, soit auprès des sociétés *techniques* dont ils font partie, les membres des diverses nationalités *représentées au Congrès* provoquent des mesures tendant à unifier les *diverses quantités intéressant* les constructions navales, telles que travail, *puissance*, *charge* par unité de surface, éléments des propulseurs, *mode de représentation* des calculs géométriques, en un mot toutes les *données et résultats* qui sont d'un intérêt commun et général. »

J'ai spécifié que le Congrès émet le vœu qu'on agisse auprès des *gouvernements* et des sociétés techniques, parce que, à mon avis, il faut *agir* des deux côtés. Dans un pays comme l'Angleterre, la Société des Naval Architects est toujours écoutée; dans d'autres pays les constructeurs obtempèrent facilement aux ordres du gouvernement; c'est pour cela que j'ai englobé les deux cas dans ma proposition. (*Applaudissements.*)

M. Dazewucki. Je me permets de vous faire remarquer que malgré le plus de précision de votre proposition, elle est encore assez vague.

M. Hauser. Je l'ai fait exprès, parce que je pense que nous ne pouvons pas, dès à présent, déterminer les voies et moyens à employer. Comment voulez-vous que le Congrès actuel impose quelque chose à un Congrès qui n'existe pas? Émettons si vous voulez le vœu que le Congrès prochain s'occupe de cette question.

Vous desireriez qu'il y eût des personnes qui s'occupassent de cela dès maintenant. Je dis que, suivant une expression classique, en France, ce seraient des individualités sans mandat, parce qu'elles ne représenteraient pas les personnalités qui ont une véritable autorité en la matière. J'aimerais beaucoup mieux qu'à la suite du vœu que j'ai présenté ces sociétés disent : nous désignons telle et telle personne. Chaque société pourrait nommer une commission pour préparer quelque chose, et le résultat des divers travaux pourrait être fusionné au prochain Congrès. En tout cas les sociétés sont représentées ici en trop petit nombre pour que leurs représentants puissent prendre ici une telle responsabilité; ce serait aller trop vite.

M. Alexandrian. Il y a une difficulté plus grande pour les pays où l'industrie n'est pas très développée, que pour les grandes puis-

sances. Dans mon pays, par exemple, où les commandes se font en général à l'étranger, en Angleterre, en France, en Autriche, nous rencontrons des difficultés extrêmes. Par exemple, nous avons en Angleterre l'inch, en Autriche le zoll, qui est un peu plus grand, et de là des difficultés dans les épaisseurs, dans les poids. De plus, il y a des tolérances. Tout cela amène de grandes difficultés. Je suis d'avis que le Congrès émette un vote affirmatif en faveur de la proposition de M. Hauser, parce qu'on ne peut pas empiéter sur un Congrès suivant. Il y a trois questions qui sont très importantes : la question de la puissance, celle de la pression et celle de la traction par unité de surface. M. Hauser a fait très clairement la proposition que les délégués interviennent auprès des gouvernements, parce qu'il est très difficile d'arriver à un changement, surtout en Angleterre, en Autriche, en Russie, où il y a quatre systèmes de mesures. Chaque délégué devrait formuler la proposition à l'assemblée générale de sa société, quitte ensuite à s'entendre.

M. Woodward. — Je dirai simplement que pour entrer dans la voie d'une unification pareille, il me semble qu'il est nécessaire que les premiers pas soient faits avec une certaine lenteur; aussi je crois que la proposition de M. Hauser est bien tracée.

Il est vrai que, dans l'espoir d'arriver aussitôt que possible au résultat, on est tenté de faire une première ébauche d'une solution, mais il y a une grande difficulté pour arriver au but final, qui est d'aider les ingénieurs des divers pays à se rapprocher le plus possible dans les résultats de leur travail. Je trouve qu'il vaut vraiment mieux procéder avec toutes les formes possibles, pour tâcher de réunir les suffrages de toutes les grandes sociétés qui s'intéressent à l'architecture navale, aussi bien que des amirautés des divers pays. Je crois qu'en mettant aux voix la proposition de M. Hauser, on verra que c'est dans la voie qu'il a tracée que se trouve la vraie solution. Je désire donc m'associer à la proposition de M. Hauser. (*Applaudissements.*)

M. le Président. — Je ne pense pas que le Congrès puisse faire autre chose que de formuler un vœu; celui de M. Hauser paraît le plus pratique, tout en laissant à M. Drzewiecki la liberté de son initiative personnelle. Je mets aux voix le vœu de M. Hauser. (*Adopté.*)

M. Dzezewiecki. — Permettez-moi de vous demander maintenant sous quelle forme ce vœu pourra recevoir un commencement d'exécution.

M. Hauser. — Nous avons une manière très pratique de le faire : quand le Congrès sera terminé, nous écrirons à chacune des trois autres sociétés pour les prier d'agir dans le même ordre d'idées que nous. Nous pourrons écrire au Ministre de la Marine une lettre exprimant le vœu du Congrès, de même que les autres sociétés pourront, suivant les cas et l'organisation des pays, s'adresser aux ministres compétents. Nous écrirons au nom du Congrès. Le Président du Congrès n'aura plus demain d'existence officielle, mais nous pourrons dire que nous indiquons cela comme un vœu adopté par le Congrès.

M. le Président. — La discussion sur ce point est close; la parole est à M. Afanassief pour la lecture de son Mémoire.

M. Afanassief donne lecture de son Mémoire.

Formules pratiques pour le mouvement du navire,

Extrait d'un nouveau Mémoire de M. Afonassief,
Sous-inspecteur des travaux mécaniques,
Membre honoraire du Comité technique de la Marine Impériale Russe.

M. Afanassief signale la difficulté qu'il y a à déterminer à l'avance la puissance motrice nécessaire à un navire, vu notre connaissance incomplète des lois de l'hydrodynamique et du fonctionnement des propulseurs.

L'emploi toujours coûteux des petits modèles suppose la connaissance complète des formes du navire, dont le déplacement ne peut être fixé que quand on connaît la puissance motrice qu'il doit recevoir.

M. Afanassief donne diverses formules pour déterminer *a priori* la puissance indiquée pour obtenir une vitesse donnée, la puissance indiquée pour faire donner aux hélices un nombre de tours déterminé, et il donne une relation qui lie la vitesse du navire au nombre de tours des hélices.

Dans un Appendice sont relatés des résultats d'essais destinés à justifier ces formules.

M. le Président. — Nous remercions M. Afanassief du travail très intéressant qu'il a bien voulu lire au Congrès.

La séance est levée à midi.

Séance de l'après-midi.

PRÉSIDENCE DE LORD BRASSEY.

La séance est ouverte à $2^h 30^m$.

Lecture est faite du Mémoire de M. DOYÈRE.

Note au sujet des essais d'un bateau de rivière à hélices multiples,

Par M. DOYÈRE,
Ingénieur en chef de la Marine.

M. Doyère rappelle que, dans ses Notes sur les propulseurs hélicoïdaux, partiellement publiées au *Mémorial du Génie Maritime* en 1888 et 1889, par conséquent plusieurs années avant les essais de la *Turbinia*, il avait démontré, en se basant sur sa théorie de la surface efficace, l'avantage considérable des hélices multiples, et proposé en particulier l'emploi de plusieurs hélices sur un même arbre.

.... « On serait amené, disait-il, à construire par exemple des bâtiments à un seul arbre portant deux hélices, ou des bâtiments à deux arbres et à quatre hélices, et même des bâtiments à trois arbres et à cinq ou six hélices. »

Ces idées de M. Doyère parurent alors si nouvelles et si étranges, que la partie de sa Note renfermant ces propositions fut retranchée avant l'insertion au *Mémorial du Génie Maritime*.

M. Doyère eut cependant l'occasion de faire quelques expériences sur un canot, mais trop peu nombreuses pour donner des résultats complets. Elles lui montrèrent seulement que si, partant d'une machine de puissance F, qui donne N tours avec une hélice de diamètre D, on veut, avec la même puissance et le même nombre de tours, faire tourner un arbre portant deux hélices géométriquement semblables à l'autre, le coefficient de similitude sera sensiblement 0,90 ou 0,91.

Récemment M. Doyère a construit et essayé à l'arsenal de Fou-Tchéou un navire de rivière de 21 mètres de longueur, $4^m,06$ de largeur, $1^m,15$ environ de tirant d'eau et 50 tonneaux de déplacement, ayant deux machines commandant chacune un arbre, lequel porte deux hélices, en sorte que le navire a au total quatre hélices de $0^m,84$ de diamètre.

Les résultats obtenus ont été remarquables; la vitesse avec 250 chevaux a dépassé 12 nœuds; l'utilisation a atteint 3,29, et est encore de 3,20 à l'allure maxima.

Ces résultats sont attribués par M. Doyère à l'emploi des quatre hélices.

Ces quatre hélices, ayant chacune une surface efficace de $0^{mq},079$, donnent une surface efficace totale de $0^{mq},326$, représentant les 0,073 du B^2, ce qu'il eût été impossible de réaliser avec une seule ou même avec deux hélices complètement immergées, sur un navire de si faible tirant d'eau.

Les hélices du navire essayé ne sont séparées d'un bord à l'autre par aucun plan mince, et se renvoient librement l'eau; elles tournent de façon que les ailes, en passant à leur

position supérieure, convergent l'une vers l'autre, l'une comblant par conséquent le vide que l'autre tend à creuser à la surface de l'eau.

M. Doyère attribue une grande importance à cette disposition.

M. le Président. — Nous remercions très vivement M. Doyère de son étude si intéressante; avant d'ouvrir la discussion sur ce Mémoire, nous allons entendre la lecture du Mémoire de M. Drzewiecki sur le même sujet.

M. Drzewiecki. — Avant de commencer ma Communication, permettez-moi de vous dire un mot, si M. le Président me le permet, à propos du Mémoire de M. Doyère, pour lui rendre l'hommage qui lui est dû. C'est lui qui, le premier, à ma connaissance, a compris et montré la différence qui existe entre la surface *efficace* de l'aile et sa surface géométrique; cette distinction est, à mon avis, extrêmement importante. Il a compris aussi que le propulseur proprement dit est l'aile d'hélice, dont les éléments sont déterminés par les conditions du mouvement, et que le nombre d'ailes nécessaire à la propulsion peut être réparti, soit dans un seul plan, soit dans différents plans, sur un ou plusieurs arbres.

Je vais maintenant passer à ma Communication.

Des hélices propulsives,

Par M. Stéphane Drzewiecki,
Ingénieur.

Il y a quelques années M. Drzewiecki avait exposé à l'*Association technique Maritime* une théorie des hélices propulsives basée sur la considération du rapport *optimum*, qui relie les deux composantes de la résistance (celle à l'avancement et la poussée transversale) éprouvée par un plan mince se mouvant obliquement dans un fluide. Depuis, il a trouvé une confirmation complète de ses idées dans l'application de ses méthodes de calcul à un grand nombre d'hélices existantes; le résultat de ces nouvelles recherches fait l'objet de la présente Communication.

L'auteur commence par rappeler les principes fondamentaux de sa théorie : le rapport le plus avantageux des deux composantes de la résistance d'un plan se mouvant obliquement dans l'eau est indépendant de la vitesse, mais correspond à une incidence déterminée (angle d'attaque *optimum* $\alpha = 2°52'$); appelant β l'angle de la tangente à la trajectoire hélicoïdale d'un point situé à la distance ρ d'un axe de rotation, on a la relation $V \operatorname{tang} \beta = 2\pi N \rho$; exprimant le travail utile produit et le travail moteur absorbé par un élément de surface propulsive, on déduit de leur rapport le coefficient de rendement de cet élément en fonction de $\operatorname{tang} \beta$, et par conséquent de sa distance à l'axe de rotation; la courbe d'utilisation montre que l'aile *normale* doit être comprise entre $\operatorname{tang} \beta_0 = 0,5$ et $\operatorname{tang} \beta_1 = 3$, ce qui détermine le rayon du moyeu et celui des ailes. Le pas de la surface

hélicoïdale à angle d'attaque constant est variable; il passe par un minimum pour un angle β voisin de 45°. On peut tracer cette surface comme celle des hélices ordinaires, mais il est préférable de trousser directement l'aile, en lui donnant un pas constant égal à l'avance par tour $\frac{V}{N}$, et de la décaler d'un angle de 2°52', en la faisant pivoter autour de son rayon central; on obtient par ce moyen une surface d'aile à angle d'attaque optimum constant, ainsi que l'a montré M. Daymard. Pour calculer les largeurs d'aile correspondant aux différents rayons ρ, on égale le travail du moteur à la somme des travaux élémentaires de la surface propulsive, en exprimant chacun d'eux par la poussée sur l'élément de surface de largeur l et de hauteur $d\rho$, multipliée par sa vitesse respective; pour résoudre l'équation générale qui exprime la largeur l, on introduit une relation de condition, qui détermine la forme de l'aile, en reliant entre elles les variables l et ρ. L'auteur passe en revue un certain nombre de ces conditions qui correspondent à des formes d'aile différentes; prises directement ou en combinaison entre elles, elles déterminent une série de *surfaces actives* de forme et de dimensions différentes, mais d'effet mécanique absolument identique. Parmi ces surfaces *équiactives*, la plus commode à considérer, pour la comparaison des hélices, est l'aile dont la largeur l est constante; cette *largeur spécifique* est très simple à calculer, et son rapport à la longueur de l'aile s'exprime par un rapport très intéressant à considérer; ce rapport de compatibilité $Q = \frac{F.N^2}{A.V^5}$, calculé pour un nombre considérable d'hélices existantes, ne s'écarte pas sensiblement d'une moyenne 0,06, et ne dépasse jamais 0,1; il peut être très utile pour le calcul d'un projet de machine de bateau. En admettant pour Q sa valeur moyenne trouvée dans la pratique, l'auteur déduit toute une série de relations, qui relient entre eux les différents éléments d'une hélice *normale;* il a dressé un intéressant tableau de ces différentes relations, qui donnent l'explication rationnelle des formules empiriques employées couramment pour le calcul des hélices. L'auteur montre ensuite que les formes à donner aux ailes doivent dépendre des conditions dans lesquelles les hélices devront fonctionner, et donne des règles rationnelles pour le tracé des ailes dans la pratique; il conclut en proposant au Congrès de nommer une Commission chargée d'élaborer une réglementation tendant à unifier dans tous les pays les mesures et les méthodes qui servent à déterminer les hélices propulsives, ce qui rendrait leur étude comparative beaucoup plus facile.

M. le Président. — Messieurs, il est de mon devoir de remercier M. Drzewiecki en votre nom pour son beau travail. Nous avons la satisfaction d'entendre, dans ce Congrès, des études de grande valeur, et qui doivent être publiées dans les *Comptes rendus*. Il est à remarquer que M. Drzewiecki, comme M. Doyère, a pu nous dire qu'il a eu la satisfaction de voir que les prévisions de ses calculs étaient toujours d'accord avec les résultats; il est donc bien évident que les bonnes formules valent quelque chose.

M. Brosser. — On vient d'exposer plusieurs théories; pour le constructeur, le praticien, en dehors de la théorie, il faut une règle pratique. Je demanderai si, dans l'état actuel de la connaissance des

propulseurs hélicoïdaux, on peut enfin donner une méthode nette, simple; autrement dit, je pose le problème suivant : peut-on déterminer le meilleur propulseur devant imprimer une vitesse V, à N tours, à un bateau de déplacement et de forme déterminés? Voilà le problème.

M. Drzewiecki. — C'est précisément la réponse à cette question que j'ai cherché à formuler dans la Communication que je viens de faire.

Dans le Tableau que vous avez encore sous les yeux j'ai groupé les relations qui relient entre eux les divers éléments de l'hélice normale, c'est-à-dire de celle qui est la plus propre à imprimer une vitesse V, à N tours, à un bateau de dimensions et de formes déterminées; ce Tableau donne, par conséquent, la réponse rigoureuse à la question que vous venez de poser.

Ainsi qu'on peut le voir, tous les éléments de l'aile sont complètement déterminés par deux facteurs, la vitesse V et le nombre de tours N, et même par un seul, qui est le rapport $\frac{V}{N} = A$, l'avance par tour : en effet, le rayon extrême de l'aile $r_1 = 0,477A$, et celui du moyeu $r_0 = 0,079A$. Le pas, ou plutôt les pas (aux différents rayons ρ, qui sont des multiples entiers de r_0 depuis 1 jusqu'à 6), déterminés par l'incidence optimum $\alpha = 2^\circ 52'$, s'obtiennent en multipliant A par des facteurs constants calculés une fois pour toutes; mais il est plus commode dans la pratique, ainsi que je l'ai montré, de construire l'aile avec un pas constant égal à l'avance par tour A, et, en la fixant à son moyeu, de la décaler de l'angle optimum $2^\circ 52'$, en la faisant pivoter autour de son rayon central dans le sens de l'augmentation du pas; on obtient ainsi une aile à rayon d'attaque constant.

Pour ce qui est des demi-largeurs de l'aile aux différents rayons ρ, elles peuvent se calculer par une des formules que j'ai indiquées, en la choisissant en rapport avec la forme que l'on désire donner à l'aile, et qui est déterminée par les considérations que j'ai exposées; dans ces formules, la demi-largeur est exprimée en fonction de la vitesse V, du nombre de tours N, de la puissance du moteur F, du nombre d'ailes a et des rayons r_0 et r_1; toutefois il est facile de modifier ces formules, de façon à exprimer $\frac{l}{2}$ en fonction de A seulement; il suffit, pour cela, d'éliminer a, en le remplaçant par sa valeur tirée de la formule $a = \frac{FN^2}{0,06V^3}$; alors l'expression de $\frac{l}{2}$ est donnée uniquement

en fonction de A; de sorte que tous les éléments de l'aile sans exception sont déterminés rigoureusement par l'avance par tour A.

Pour déterminer le propulseur lui-même, c'est-à-dire pour connaître le nombre d'ailes nécessaire à la propulsion du navire considéré, dans les conditions données de vitesse et de nombre de tours, l'indication de l'avance par tour A ne suffit pas évidemment, puisque cela dépendra du bateau lui-même; il faudra, en outre de la valeur de A, donner la puissance de la machine (correspondant à la vitesse maximum), lorsqu'elle est connue, ou bien la surface du maître-couple immergé et le coefficient d'utilisation (à cette vitesse), qu'on peut déterminer par analogie, d'après les lignes de la carène; on en déduira facilement la puissance F par la formule $F = \frac{B^2V^3}{U^3}$, U étant le coefficient d'utilisation, lorsque V est exprimé en mètres et F en chevaux indiqués ($U = M \times 0,5144$, M étant le coefficient d'utilisation de la Marine française); ayant la valeur de F, soit directement, soit déduite comme je viens de l'indiquer, on calculera le nombre d'ailes a par la formule $a = \frac{FN^2}{0,06V^3}$.

Il faut ne pas perdre de vue que la surface *active* des ailes ayant été calculée par une formule dans laquelle la valeur de a était tirée de la formule ci-dessus, il est important que le nombre d'ailes réel soit bien celui que donne cette formule; c'est pourquoi il faudra toujours s'arranger (en modifiant convenablement le nombre de tours) pour que le nombre d'ailes obtenu par ce calcul soit un nombre entier, et pouvant être réparti sur le nombre d'hélices projeté, et en nombres entiers ne dépassant pas quatre par hélice.

Voilà donc tous vos éléments du propulseur déterminés. Il y a lieu de remarquer que l'aile elle-même ne dépend pas du bateau, mais uniquement de l'avance par tour; quel que soit le bateau, l'aile sera toujours la même; il n'y a que le nombre d'ailes qui changera.

M. Eynaud. — Nous avons entendu la lecture du Mémoire de M. Doyère, qui apportait à l'étude de cette question, disait-il, l'enthousiasme de la jeunesse; M. Drzewiecki nous a apporté sa science et sa conviction profonde, nous le reconnaissons très bien. Mais moi, qui n'ai pas la grande science, et qui n'ai pas non plus la jeunesse, je me permets de faire des observations essentiellement pratiques, des observations de

vieillard. Eh bien, j'ai remarqué que quand on s'obstine à chercher pour les hélices une forme parfaite, sans tenir compte des autres conditions, on arrive à ne rien faire du tout. Il y a dans la question de propulsion des navires beaucoup d'éléments qui sont toujours mêlés les uns aux autres, et qu'il ne faut jamais séparer les uns des autres.

Tout à l'heure, dans le Mémoire de M. Doyère, on nous parlait d'une chose extrêmement intéressante; le résultat qu'il a obtenu avec sa chaloupe du Mékong il l'attribue aux hélices, moi je l'attribue à la forme de son bateau. Je regrette que nous n'ayons pas ici notre distingué confrère M. Normand, qui, précisément, avec ses torpilleurs, a fait des études très remarquables; il a constaté qu'avec les mêmes hélices on a d'abord une utilisation qui va en diminuant, et qu'à un certain moment le bateau se mâte sur l'eau. Ce n'est pas la faute de l'hélice, c'est la faute du bateau.

Par conséquent, je vous en supplie, tout en reconnaissant le mérite des études spéciales, ne perdons pas de vue l'étude de l'ensemble. C'est en prenant une moyenne, en faisant un mélange habile des différentes qualités, en sacrifiant quelques maxima d'un côté, et en mettant de côté tous les minima, qu'on arrivera à faire de bons bateaux. Faisons des hélices, mais ne nous passionnons pas pour elles, il y a autre chose à faire. (*Applaudissements.*)

M. le Président. — La discussion sur ce point est close. J'invite M. Garin à donner lecture de son Mémoire.

M. Garin donne lecture de son Mémoire.

Propulsion des navires par disques avec mouvement rectiligne alternatif, et transmission par bandes métalliques,

Par M. Garin y Sociats,
Capitaine de vaisseau de la Marine Espagnole, Général de la Armada.

M. Garin propose l'emploi de deux paires de disques circulaires installés symétriquement à l'arrière du bateau et de chaque côté du plan diamétral.

Le mouvement de va-et-vient des disques leur est donné par une bande métallique fixée à un tambour de grand diamètre; une autre bande est fixée d'une part à un second tambour concentrique au premier, mais de diamètre plus petit, de l'autre à la tige de piston dont le disque suit le mouvement, amplifié dans le rapport des diamètres des tambours.

Des buttoirs convenablement disposés font tourner le disque à chaque course, de manière qu'il ne produise pas de résistance nuisible dans sa course en avant.

M. le Président. — Messieurs, j'offre en votre nom tous vos remer-

ciments à M. le Capitaine de vaisseau Garin pour l'étude qu'il a soumise à votre considération. M. Garin a avancé des idées toutes nouvelles et très intéressantes, mais il est un peu difficile de les discuter avant qu'elles aient été réalisées en pratique. Je vous prie de m'autoriser à me retirer et à céder la chaire présidentielle à M. Eynaud. (*Applaudissements.*)

M. Eynaud, *Président.* — La suite de l'ordre du jour appelle la discussion du Rapport de M. Hammar sur la question de la construction des vapeurs pétroliers.

M. Hammar donne lecture de son Mémoire.

Construction des vapeurs pétroliers en Suède,

Par M. Hugo G. Hammar,
Ingénieur des Constructions Navales.

La construction d'une nature toute spéciale des vapeurs pétroliers a pris en Suède un grand développement; l'auteur fait l'historique descriptif de la flotte créée pour la maison Nobel, composée de navires dont les dimensions ont été en grandissant au fur et à mesure de l'agrandissement des écluses du réseau de voies navigables conduisant à la mer Caspienne.

M. Hammar signale qu'après avoir jugé nécessaire d'emmagasiner le pétrole dans des citernes séparées du bordé extérieur, on a reconnu la possibilité, grâce à une exécution très soignée, de porter le pétrole en vrac dans la cale, et qu'on obvie sans inconvénient à l'excès de stabilité qui résulte de la position très basse du chargement, en s'abstenant de remplir complètement un compartiment.

Plusieurs vapeurs de cette espèce, construits en Suède, ont été démontés en trois tronçons : les tronçons avant et arrière, boulonnés ensemble, constituaient un remorqueur, lequel traînait le tronçon milieu, ou même les tronçons milieu de deux navires réunis.

M. le Président. — Nous remercions M. Hammar de sa lecture très intéressante. Il nous a fait connaître une série de bâtiments, dont j'ai rencontré un tout à fait par hasard, le *Blesk*, qui est venu, à la suite d'avaries, se réfugier à Cherbourg il y a six ans; j'ai pu constater sa merveilleuse solidité.

Quant aux compartiments, je prierai MM. les Ingénieurs Suédois, qui nous ont montré leurs connaissances théoriques si complètes, de bien faire comprendre aux navigateurs de la mer Caspienne qu'il n'est pas prudent de garder des compartiments liquides à moitié remplis; le lest liquide est un mauvais lest, quand il n'est pas maintenu dans des limites parfaitement déterminées. Nous ne devons pas, comme

Congrès d'Architecture navale, recommander cette solution, comme une solution scientifique de la question du roulis.

M. Alexandreanu. — Comme j'appartiens à un pays où se trouve beaucoup de pétrole et que, dans ces dernières années, on a commencé à en exploiter beaucoup, j'ai eu l'occasion de construire plusieurs vracs à l'arsenal de Galatz, pour transporter sur le Danube et dans la mer Noire le pétrole, dont vous parlait M. l'Ingénieur Suédois Hammar. A l'arsenal de Galatz, nous avons suivi exactement les principes que M. Hammar vient d'énoncer, c'est-à-dire que nous avons divisé les grands chalands en beaucoup de compartiments, pour limiter autant que possible le déplacement du pétrole. Mais la différence est grande s'il s'agit de pétrole ou de résidu de pétrole, de ce qu'on appelle, dans la mer Noire et en Russie, *astaki*, dont la densité est beaucoup plus grande que celle du véritable pétrole.

La règle principale qui nous a guidés dans la construction de ces chalands, c'est de placer autant que possible en bas les compartiments renfermant le pétrole et le résidu de pétrole. Nous en avons transporté une assez grande quantité dans ces derniers temps, et nous n'avons pas rencontré de difficulté.

M. Callou. — Il y a un point qui m'a particulièrement frappé dans dans le Mémoire que vient de nous lire M. Hammar : c'est la concordance parfaite de perçage qu'il nous signale, et qui a été réalisée pour des bâtiments construits à distance. Je trouve que c'est un résultat tout à fait remarquable, qu'apprécieront sans aucun doute tous ceux qui se sont occupés de construction de navires.

M. le Président. — Nous remercions M. Hammar de sa Communication, et nous passons au Mémoire suivant.

M. Hauser donne lecture du Mémoire de M. Sylven.

Bateaux-feux et vapeurs d'inspection du service des phares des États-Unis,

Par M. Walfrid T. Sylven,
Naval architect and Marine Engineer,
Membre de la Société Américaine des Naval Architects and Marine Engineers.

L'auteur donne la description, les données principales et les échantillons des bateaux-feux employés pour le service des phares des États-Unis. Il indique en particulier des détails sur le mode d'ancrage et sur les appareils d'éclairage électrique. Quelques indi-

cations sont fournies sur les vapeurs qui servent à l'inspection et au ravitaillement des bateaux-feux.

M. le Président. — Ce Mémoire est très intéressant; nous envoyons nos remerciments à son auteur, en regrettant qu'il ne soit pas là pour les recevoir. L'ordre du jour est épuisé, la séance est levée.

La séance est levée à $5^h 15^m$.

Séance du soir.

Présidence de M. Loder.

La séance est ouverte à 9^h du soir.

M. le Président. — Je donne la parole à M. Goulaïeff pour la lecture de son Mémoire.

M. Goulaieff donne lecture de son Mémoire accompagné de projections lumineuses des figures.

Protection des carènes de navires contre l'attaque des torpilles automobiles et l'action de l'éperon, et changement possible des formes et des proportions des navires de guerre pour assurer cette protection,

Par M. E.-E. Goulaïeff,
Ingénieur des Constructions Navales de la Marine Impériale Russe.

M. Goulaïeff signale d'abord les imperfections des cuirassés modernes : vulnérabilité à la torpille et à l'éperon; roulis excessifs; stabilité compromise par les superstructures; impossibilité de placer les soutes desservant l'artillerie à tir rapide à l'aplomb des pièces, sans les rapprocher de cloisons trop échauffées; tirant d'eau trop élevé, rendant difficile le passage du canal de Suez; inconvénients des filets Bullivant, seul moyen de protection contre les torpilles.

En vue d'y remédier, il propose d'élargir le navire de 5^m à 6^m de chaque bord, jusqu'au-dessus du can supérieur de la cuirasse de ceinture, sans modifier les œuvres mortes. Des compartiments cellulaires, établis au-dessous de l'eau, de chaque bord, sépareront du bordé extérieur les parties vitales, chaudières, machines, soutes à munitions, et les protégeront contre l'action des torpilles et de l'éperon. Les larges plages formées par le retrait des œuvres mortes assureront une faible amplitude de roulis, et l'on sera à ce point de vue dans les conditions d'un monitor.

Guidé dans cette étude par les résultats constatés sur les garde-côtes circulaires et sur la *Livadia*, M. Goulaïeff a dressé les plans de deux navires de combat de 14823 et 9000 tonnes, dont il rapproche les données principales du *Henri IV* de M. Bertin, dont les dispositions sont analogues, bien que les plages soient moins étendues. Il réfute les objections prévues : réduction de vitesse, difficulté de visite et de peinture de la carène.

M. le Président. — Je ne puis pour le moment que remercier M. Goulaïeff de nous avoir lu son Mémoire, mais il est indispensable d'en ajourner la discussion à demain, car à $10^h 45^m$ tout le monde doit avoir quitté la salle. Je crois donc que vous serez d'accord pour remettre à demain la discussion du Mémoire de M. Goulaïeff, et pour le remercier de sa Communication. (*Applaudissements.*)

L'ordre du jour appelle maintenant la lecture du Mémoire de M. Noakes.

M. Hauser donne lecture du Mémoire de M. Noakes, accompagné de projections lumineuses.

Notes sur le renflouage,

Par M. David W. Noakes,
Ingénieur.

La circulation maritime intensive, qui se produit dans le cours de la Tamise, donne une gravité toute particulière aux accidents qui peuvent s'y produire : une épave entravant la navigation est la source d'une gêne considérable, peut entraîner d'autres désastres. Les moyens de se débarrasser d'une épave dans le plus bref délai, de récupérer le capital qu'elle représente et de maintenir libre le cours du fleuve, ont donc une importance toute spéciale.

L'auteur signale les dangers et les inconvénients du procédé consistant à faire sauter l'épave pour s'en débarrasser; il préconise le procédé employé par la Thames Conservancy, lequel consiste à soulever l'épave au moyen de câbles en acier passant sous la quille, et fixés à des pontons qui sont soulevés par la marée.

Les naufrages de la Tamise sont divisés en quatre catégories :

Navires échoués, la brèche étant découverte;

Navires dont les ponts sont submergés;

Navires couchés sur le flanc;

Navires coulés les uns sur les autres.

Des exemples sont donnés, décrivant la marche générale des opérations dans chaque cas.

L'outillage de la Thames Conservancy se compose de neuf allèges d'une puissance élévatoire de 2150 tonneaux. L'accroissement rapide des dimensions des navires de commerce tend à rendre cet outillage insuffisant vis-à-vis des grands vapeurs récemment construits et un agrandissement des allèges s'impose. Tel qu'il est, cet outillage a permis moyennement, dans chacune des 17 dernières années, le sauvetage de plus de 43 navires, représentant un tonnage de 7750 tonnes.

M. le Président. — Nous remercions M. Noakes de son Mémoire, et M. Hauser de la lecture qu'il a bien voulu en faire.

Il nous resterait encore à entendre la lecture du Mémoire de M. Clark, mais comme l'heure est avancée, je propose de remettre cette lecture à demain. (*Assentiment.*)

La séance est levée à $10^h 30^m$.

SÉANCES DU 21 JUILLET 1900.

Séance du matin.

Présidence de M. Comerma y Batalla.

La séance est ouverte à $9^h 30^m$ du matin.

M. le Président. — Je donne la parole à M. Holzapfel pour la lecture du Mémoire qu'il présente avec M. Goodall.

M. Holzapfel donne lecture du Mémoire de MM. Goodall et Holzapfel.

Le navire de combat de l'avenir,

Par MM. F. C. Goodall, M. I. N. A., et A. C. Holzapfel.

On constate depuis une vingtaine d'années dans la marine marchande une tendance continue vers l'accroissement des dimensions, accroissement qui conduit à une augmentation de vitesse, ou une réduction du prix du transport.

Les auteurs voudraient faire subir une transformation du même genre aux navires de combat : un accroissement de grandeur permettrait d'augmenter leurs qualités offensives et défensives, la puissance d'artillerie, l'épaisseur du blindage et la superficie protégée. Ils proposent d'arriver à un déplacement de 31000 tonneaux, un cuirassement de $0^m,50$ et une vitesse de 18 nœuds.

M. Ouless. — En me permettant d'offrir quelques remarques critiques sur l'excellente Communication qui vient de nous être lue par M. Holzapfel, je désire faire connaître à mes distingués auditeurs que c'est en mon nom individuel que j'ose présenter cette critique, et

[illegible]ement en ma qualité d'officier de la Marine Anglaise. Je ne prétends pas d'ailleurs posséder de connaissances scientifiques relatives à la construction des navires de guerre.

Il me semble que la cuirasse du navire de guerre actuel est à l'épreuve du canon.

Quant à la construction du navire de guerre, il me semble qu'on [illegible] d'abord à la protection des points vitaux du navire, tels que les chaudières et machines, à la sécurité des hommes qui arment les citadelles du navire, et autant que possible des canons de 15cm [illegible] et armements secondaires. Cette protection obtenue déterminera à mon avis ce que le plan de la construction et la construction même doivent exiger.

Dans l'action, le tir bien ordonné et dirigé à temps contre le navire [illegible] et continue rapidement et avec précision, à mesure que la distance entre les deux navires se réduit, et ce de manière à démoraliser l'équipage par la destruction de la partie non blindée du navire, par l'explosion des obus et explosifs, et par la fumée qui en résulte, ainsi que par l'ébranlement du navire causé par les obus, déciderait probablement en quelques minutes du sort du navire qui serait le premier frappé. L'explosion probable des tuyaux des chaudières causée par le choc des obus, et l'effet de la vapeur s'échappant aideraient sans doute à amener l'anéantissement du navire.

Le torpilleur donnerait le coup de grâce au navire déjà ainsi attaqué, et rendu impuissant.

Plus le navire de guerre est long, plus le point de mire l'est aussi, et cette longueur offre un plus grand espace pour l'entrée des obus et explosifs, qui causeront la destruction du navire en quelques minutes.

La fumée produite par les obus et explosifs frappant le navire attaqué permettrait au navire attaquant, qui serait parfaitement à l'abri, [illegible] d'obus [illegible] les hommes, [illegible] incapables de réfléchir et d'agir.

La longueur du navire [illegible] qui doit [illegible] d'hommes [illegible]

[illegible] dans

toutes les parties du monde, combien plus en sera-t-il besoin en temps de guerre?

Il me semble que la longueur actuelle du navire de guerre, c'est-à-dire 120^{m} (400 pieds), avec cuirasse épaisse sur les points vitaux, ainsi qu'une ceinture d'une épaisseur réduite à l'avant et à l'arrière du navire, et s'étendant 6 pieds au-dessous et 6 pieds au-dessus de la ligne de flottaison, doit représenter le navire de guerre moderne.

Porter la longueur du navire de guerre à 180^{m} (600 pieds) laisserait encore les extrémités du navire sans protection, d'autant plus que la ceinture seule pourrait être continue, et portée par les extrémités du navire. L'énorme poids de la cuirasse qui existe à présent dans la partie centrale du navire ne pourrait assurément être continué dans la même proportion de l'avant à l'arrière. Sans doute, mieux le navire est protégé par sa cuirasse, plus il a d'avantages proportionnels dans sa défense contre l'attaque du navire ennemi moins protégé. Si l'on pouvait obtenir cette protection et ces avantages en construisant des navires d'une plus grande longueur, qui seraient aussi garnis de canons de plus grandes dimensions que ceux existant actuellement et en plus grand nombre, alors la proposition faite par M. Holzapfel mériterait la plus sérieuse considération. (*Applaudissements.*)

M. Drzewiecki. — Je crois qu'il serait bon d'attirer l'attention du Congrès sur ce fait que les conditions de combat d'aujourd'hui ne sont pas exactement les mêmes que celles d'il y a quelques années; la torpille est appelée, je crois, à jouer dans les combats futurs un beaucoup plus grand rôle que jusqu'ici. Nous avons vu, dans la guerre sino-japonaise et dans la guerre hispano-américaine, que la torpille n'a presque joué aucun rôle, tandis que, depuis ces derniers temps, nous voyons les tendances des marins se porter vers un système de torpilleur, qui place la torpille beaucoup plus effectivement et qui est plus dangereux : je veux parler du bateau sous-marin.

Aussi, Messieurs, je pense qu'il serait peut-être téméraire de s'engager dans la voie de la construction de monstres marins d'aussi grandes dimensions, qui présenteraient un but beaucoup plus facile à atteindre aux bateaux sous-marins et aux torpilles lancées, et je crois que les bateaux de grandes dimensions seraient beaucoup plus facilement attaquables par les torpilleurs et les bateaux sous-marins qu'ils ne l'ont été jusqu'ici.

Lord BRASSEY. -- Permettez-moi d'ajouter deux mots pour dire que l'officier de Marine envisage la question à un autre point de vue. Je crains qu'il ne trouve le type recommandé par MM. Goodall et Holzapfel beaucoup trop grand pour la guerre de côtes (et les opérations de la Marine sont souvent sur les côtes). Il y a aussi la question du mouillage; il est certain que les mouillages pour des vaisseaux de 31 000 tonnes sont très rares, très difficiles à trouver. (*Applaudissements.*)

M. MARTELL présente quelques observations en anglais.

M. le PRÉSIDENT. — Je crois qu'il y a une grande différence entre la théorie et la pratique. Nous devons toujours, nous autres ingénieurs de la Marine, nous adresser aux officiers de Marine parce qu'ils voient les choses de près; c'est pour cela que nous devons tenir grand compte des observations qui ont été faites par M. l'Officier de la Marine Anglaise qui vient de parler. Je suis aussi de l'avis de Lord Brassey; s'il y a quelque chose d'intéressant dans le vaisseau de 31 000 tonnes, proposé par MM. Goodall et Holzapfel, il faut voir les difficultés que l'on pourra éprouver dans la construction et l'emploi de ce vaisseau. Je pense donc que nous devons attendre l'expérience pour savoir ce que nous devons faire : si nos vaisseaux doivent être grands ou petits.

Je remercie beaucoup MM. Goodall et Holzapfel, ainsi que les personnes qui ont pris la parole sur cette question très intéressante pour la Marine de guerre, et je donne la parole à M. Clark.

M. CLARK donne lecture de son Mémoire.

[illegible]

Par M. [illegible] CLARK

M. [illegible] les divers avantages qui doivent faire préférer le dock flottant au [illegible]

[illegible]

[illegible] dans les fonds:

[illegible] sur la masse d'eau disponible. [illegible] sans qu'on [illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible] de le conduire à [illegible] les premiers [illegible]

M. Clark donne ensuite quelques indications permettant d'évaluer le prix de revient des docks flottants, et leurs frais d'entretien. Enfin, il donne des renseignements sur deux docks en construction, l'un pour les Bermudes, l'autre pour la Nouvelle-Orléans.

M. le Président. — J'adresse les remerciments du Congrès à M. Clark pour l'intéressant Mémoire dont il vient de nous donner lecture. La parole est à M. Isakson.

M. Isakson donne lecture de son Mémoire.

Note sur l'application des lois sur le jaugeage en divers pays.

Par M. Isakson,
Inspecteur du Lloyd's Register,
Membre de l'Institution des Naval Architects.

L'application des lois sur le jaugeage est influencée dans chaque pays par le désir des armateurs de réduire au minimum le tonnage officiel, et, par suite, le montant des droits basés sur le tonnage, et d'autre part, dans les pays où fonctionne le système des primes à la marine marchande, d'augmenter le tonnage, qui sert de base au décompte des primes.

Il en est résulté dans divers pays des modifications et des interprétations diverses des lois sur le jaugeage, qui constituent une « course au clocher vers la réduction du tonnage ».

Les déductions du volume intérieur brut du navire, déterminé d'après les principes posés par M. Moorsom, ont été basées sur des idées humanitaires : santé de l'équipage, sécurité du navire et de la cargaison, mais sont, en réalité, motivées par la concurrence maritime internationale, et les armateurs se sont efforcés de faire interpréter la loi au mieux de leurs intérêts.

Il en est résulté des jaugeages extrêmement faibles, quelquefois même nuls, dont M. Isakson donne des exemples.

Grâce à cette réduction du jaugeage, qui paraît avoir été en France, de 1887 à 1896, de 27,2 pour 100 en moyenne pour les vapeurs, et de 18,90 pour les voiliers, les statistiques officielles sont en défaut; elles font ressortir une réduction du tonnage des vapeurs français de 1887 à 1896, tandis que, si l'on tient compte de l'accroissement des déductions, c'est une augmentation de 27 pour 100 qu'il faut constater.

De même pour la Marine marchande Anglaise, le rapport de la jauge nette à la jauge brute est descendu, dans la décade de 1888 à 1898, de 62,6 à 61,1 pour 100 pour les vapeurs, et de 96,6 à 93,6 pour les voiliers : d'où il résulte que l'augmentation de la flotte anglaise est supérieure à ce qu'indiquent les statistiques officielles.

Les sources de cette confusion peuvent, suivant l'auteur, être attribuées à ce fait, que les législateurs ne se sont pas bornés à poser les principes, mais encore ont voulu entrer dans les détails d'application, pour lesquels les autorités techniques étaient seules compétentes, et que les législateurs se sont laissé influencer par les intérêts des armateurs; comme il est probable que les parlements ne voudront pas se dessaisir de cette part de leurs prérogatives, l'auteur n'entrevoit pas de solution permettant de résoudre la question d'une façon équitable, et mettant fin à toutes les récriminations internationales.

M. Martell présente quelques observations en anglais.

M. Chaumelin. — Messieurs, en prenant la parole au sujet du Mémoire si remarquable de M. Isakson, je ne voudrais pas ne pas commencer par lui exprimer en mon nom personnel toute la satisfaction et toute la jouissance que m'a donnée cette communication, où l'esprit, la bonne humeur en même temps que la compétence se font remarquer à chaque pas. Mais, précisément, j'ai été un peu surpris qu'à tant de prémisses satisfaisantes il y ait une conclusion un peu pessimiste : celle que tant que les Parlements, qui sont cependant en général chargés de rédiger les lois, s'occuperont de la question du jaugeage, il sera difficile d'arriver à une solution satisfaisante. Nous savons tous que les lois sur n'importe quel sujet que ce soit, si elles sont discutées et promulguées ensuite au nom du Parlement, sont préparées par les services compétents, et que tous les actes de jaugeage, qui ont eu lieu tant en Angleterre que dans tous les autres pays du monde, ont été préparés par les services spéciaux, par le Board of Trade en Angleterre, par exemple, dont la compétence est éminente.

Je partagerai cependant la manière de voir de M. Isakson en disant que même l'intervention du Parlement n'est pas indispensable pour arriver à une solution juste et équitable.

Messieurs, la question du jaugeage ne touche pas directement à la construction navale; cependant vous avez eu bien raison d'accepter que cette question vous soit présentée, attendu que l'objectif principal du constructeur doit être d'arriver, sous une capacité aussi réduite que possible, à donner une capacité utilisable aussi grande que possible au navire qu'il construit. Étant donné, d'abord, qu'on assure à ce navire les qualités nautiques nécessaires, qu'on lui donne ensuite les qualités de vitesse avec lesquelles il faut absolument compter de nos jours, c'est ensuite du côté dont je parle que doit se porter l'effort du constructeur, et c'est en somme par le rapport du tonnage net au tonnage brut qu'on peut définir si la construction navale est en progrès ou périclite.

Eh bien, Messieurs, la Compagnie maritime du Canal de Suez, à laquelle j'ai l'honneur d'être attaché, s'occupe, vous le comprenez, depuis la mise en exploitation du canal, de ces questions de jaugeage.

M. Isakson disait tout à l'heure : « On peut faire dire aux statistiques

tout ce qu'on veut ». Mais, c'est à la condition de préparer les sujets. Autre chose est d'établir des statistiques avec des sujets qui se présentent d'eux-mêmes, qui ne sont pas préparés et qu'on se borne à enregistrer. C'est le cas de la Compagnie du Canal de Suez. Nous recevons tous les navires qui veulent bien se présenter au canal, nous constatons quelles sont leurs données et nous faisons la statistique des résultats.

Dans le Palais de la Navigation de commerce, à l'Exposition, vous pourrez trouver un graphique, dont on a reproduit les chiffres dans une Notice sur la participation de la Compagnie de Suez, que je déposerai tout à l'heure sur le bureau, et de laquelle il ressort que, de 1870 jusqu'à 1899 inclus, le rapport du tonnage net au tonnage brut de tous les navires qui ont franchi le canal est passé de 67 pour 100, en moyenne, à 72 pour 100. Par conséquent, à ce point de vue, nous pouvons déjà déclarer que la construction navale est en progrès.

Lorsque je parle du tonnage net, je dois reconnaître qu'il ne s'agit pas exactement du tonnage net dont M. Isakson a parlé. Ce dernier tonnage est celui que fixent les gouvernements pour recevoir les navires et pour percevoir les droits de ports et de docks; mais, comme vous l'a dit incidemment le précédent orateur, en 1873, à l'occasion de l'ouverture à l'exploitation du canal de Suez, qui date de 1870, mais pour laquelle la taxation des droits a été indécise pendant un certain nombre d'années, a eu lieu une Conférence internationale sur l'invitation du Sultan. Tout s'est passé dans cette Conférence avec la plus grande urbanité, je n'ai pas besoin de le dire, et j'ajouterai avec la plus grande facilité. Les conclusions qui ont été prises, et qui ont constitué la base des taxes perçues depuis lors sur le canal de Suez, ont été soigneusement discutées, sans qu'on ait vu apparaître dans la pensée de personne — et ceux qui discutaient étaient aussi bien des armateurs que des représentants de Gouvernements — un désir exagéré d'échapper à une taxation portant sur le tonnage vrai, qui doit mesurer le rendement du navire.

Et pourquoi, Messieurs? Pour une raison bien simple : c'est que la concurrence n'a pas lieu seulement d'un peuple à un autre ; elle a lieu aussi dans le même peuple. Pour prendre l'Angleterre, qui représente la grosse majorité du commerce maritime qui emprunte le canal, et qui représente 75 pour 100 de sa clientèle, il est certain qu'un armateur

qui arme d'une certaine manière, et qui voit à côté de lui un autre armateur dont le navire le met en défaveur, proteste; et c'est sur l'intervention des intéressés eux-mêmes qu'on arrive à un accord, grâce auquel la satisfaction que cherche M. Isakson s'obtient toute seule.

Ce ne sont pas là des phrases, ce sont des faits, attendu que depuis que le Canal est ouvert nous avons eu quelques difficultés; elles n'ont pas été très nombreuses, mais elles ont toujours été résolues avec la plus grande facilité, d'accord avec les armateurs.

A propos d'une question de ce genre, examinée en octobre 1899, la Compagnie a fait remarquer que, depuis 1874, elle applique rigoureusement le système de jaugeage arrêté par la Commission internationale de Constantinople, et dont les certificats spéciaux, pour le transit du Canal, remis aux navires par les autorités locales, reproduisent les dispositions.

Cette application fut d'abord, il est vrai, imposée par force à la Compagnie, qui soutenait que la taxe de transit devait être perçue sur le tonnage brut. Mais les nations réunies lui ont imposé la taxation sur le tonnage net; la Compagnie a accepté ce système à titre de transaction, en 1876, en pensant : c'est la première détaxe accordée aux navires.

Si les difficultés sur l'interprétation des règles ont été peu fréquentes, c'est que, malgré les modifications sans cesse apportées à la construction des navires, aucune transformation capitale n'a été introduite dans les données générales de cette construction.

Le seul fait nouveau important est l'aménagement des compartiments destinés à contenir du lest liquide (*water ballast*). Les modifications à apporter de ce fait au mesurage de certaines dimensions utilisées pour le calcul du tonnage ont été réglées d'un commun accord, en 1897, entre les Gouvernements et la Compagnie du Canal.

De même ont été réglées, sans longue discussion, quelques difficultés survenues en 1894, à propos du mesurage de certains espaces tels que soutes latérales, aérations des machines, lampisteries, buanderies.

Récemment encore, certaines installations de ponts (*bridges* et *poops*) n'étant pas uniformément traitées, pour les cas semblables, dans la fixation du tonnage des différents navires, une entente s'est faite très rapidement sur la méthode à suivre pour le mesurage de ces espaces.

Dans le même ordre d'idées, il convient de citer la détermination du tonnage des navires du type nouveau dit *turret*, mesurage pour lequel l'entente a été, dès le premier jour, complète.

Il semble donc bien que cette méthode, consistant à laisser traiter chaque cas nouveau par les intéressés eux-mêmes, soit à la fois la plus rationnelle, la plus sûre et aussi la plus commode, puisqu'elle écarte les longues formalités inévitables dans les instruments diplomatiques.

Il y a un autre point sur lequel je voudrais vous dire quelques mots. On émet trop souvent cette appréciation que certains Gouvernements traitent leurs navires nationaux dans des conditions absolument avantageuses par rapport à ce qui se fait ailleurs. Comme je vous le disais, pour les navires qui transitent le Canal, les documents que je vous apporte n'ont pas été préparés pour le Congrès. Voici un article très spirituel et très vif d'un journal qui soutient les intérêts des armateurs anglais; il est du 21 septembre 1899 :

« Ci-joint une liste des différents navires qui passent régulièrement par le Canal de Suez. Vous remarquerez, sur-le-champ, en ce qui concerne les navires français, une différence manifeste dans le tonnage pour le Canal de Suez, comparativement aux navires des autres nationalités. Cette constatation fait naître quelque soupçon que la manière différente de mesurer en France ne fasse ainsi obtenir un moins grand nombre de tonnes pour le certificat destiné au transit du Canal de Suez, et que la Compagnie du Canal ne soit frustrée d'un nombre considérable de tonnes. »

Cette dernière phrase aurait suffi à attirer l'attention de la Compagnie. Ce journal trouvait que les Français n'avaient, comme tonnage net, que 58 pour 100 de leur tonnage brut, alors que les Anglais en avaient 61, les Allemands 70 et les Néerlandais 72 pour 100. Mais, en examinant le transit du mois considéré par ce journal, nous sommes arrivés à trouver, pour l'ensemble des navires des Compagnies visées, que les navires français arrivaient à un rapport de 66,4, alors que les anglais n'avaient que 65,2 pour 100; l'assertion du journal n'était donc pas exacte.

Notre Compagnie a procédé à un examen du même genre, et abouti presque toujours à la même constatation, chaque fois qu'elle a entendu dire qu'un procédé quelconque arrivait à faire traiter les navires d'une

certaine nationalité plus favorablement que ceux des autres, attendu que le premier principe posé par la Compagnie, et dont elle ne s'écarte jamais, c'est de traiter les navires de la même manière, sans distinction ni préférence de personnes ou de nationalités.

Il va sans dire, Messieurs, qu'en ce qui concerne le rapport du tonnage net au tonnage brut, si l'on prend des navires d'une certaine espèce, et si on les compare à d'autres qui n'en soient pas, on arrive à des résultats très différents. On ne saurait donc comparer les chiffres des paquebots et des navires de charge; mais, même pour les navires d'une seule catégorie, par exemple les paquebots, on ne doit pas s'étonner de relever des différences notables, qui proviennent de différences dans la finesse des formes, la puissance des machines, l'importance des équipages, celle des installations au-dessus du pont principal, etc.

Je vous ai cité quelques exemples des difficultés qui se sont présentées; je voudrais, si je n'abuse pas de l'attention du Congrès, vous en citer un dernier, tout récent. C'est le cas de pétroliers en vrac qui voulaient utiliser leur water-ballast pour y mettre du pétrole combustible. Cette question a été réglée très rapidement.

Je le répète, Messieurs, les quelques explications que je voulais vous donner ont pour but de vous rassurer au point de vue des difficultés pratiques de l'application des lois sur le jaugeage.

D'abord, comme le disait très bien M. Isakson, il arrive petit à petit, mais assez rapidement, qu'une modification appliquée à une nation est étendue aux autres, surtout maintenant, parce que, quand la Compagnie du Canal constate qu'un navire n'est pas traité comme celui d'une autre nation, elle en fait aussitôt l'observation.

En résumé, Messieurs, ne craignez pas qu'il y ait des difficultés insurmontables dans l'identification des règles de jaugeage des navires, et surtout des règles ayant pour but d'en calculer le tonnage net, le seul qui intéresse le constructeur et l'armateur, et sur lequel les taxes à percevoir au Canal de Suez sont établies. (*Applaudissements.*)

M. Muller. Les améliorations apportées au système de jaugeage français se sont imposées pour répondre aux ingénieuses déductions pratiquées en Angleterre.

Malgré les accords intervenus à la Conférence internationale de 1873,

l'Angleterre a continué d'appliquer, selon les cas, le pourcentage de 32 pour 100, ou la méthode danubienne.

Comme le dit M. Isakson, c'est l'Allemagne qui a commencé, en 1888, à dépasser les déductions anglaises; mais, je tiens à faire remarquer que la France avait déjà, par son décret du 21 juillet 1887, commencé à appliquer à ses navires les mêmes déductions qu'en Angleterre pour l'appareil moteur.

L'Allemagne a commencé, en 1888, à déduire les espaces inutilisables; mais ce n'est qu'en 1895 qu'elle a adopté les déductions Anglaises pour l'appareil moteur.

En France, les déductions pour les espaces inutilisables n'ont été adoptées que par le décret du 7 mars 1889.

En Angleterre, ces mêmes déductions n'ont été appliquées que par l'Act du 26 août 1889, ainsi que les déductions pour les logements de l'équipage, lesquelles déductions étaient antérieurement à cette date faites deux fois, puisqu'elles n'étaient pas comptées au tonnage, et en étaient cependant déduites.

En ce qui concerne le tonnage du quatre mâts *Quevilly* (cité par M. Isakson), il faut remarquer qu'en France tous les espaces inutilisables pour le transport des marchandises et des passagers sont déduits du tonnage net, à la condition expresse que ces espaces ne puissent pas être utilisés. Pour les fumoirs, salons de conversation, de lecture, etc., qui ne sont pas rigoureusement indispensables, ils sont aussi déduits, tandis que les cabines et salles à manger sont comptées au tonnage. M. Isakson cite un vapeur français ayant un tonnage brut spécial de 1113^{tx}, et un tonnage net de 30^{tx}. Cette citation est exacte, le tonnage du vapeur à roues dont il s'agit ayant été intentionnellement diminué au-dessous de 50^{tx}, afin d'éviter la taxe d'accostage de l'appontement de Trouville. A cet effet on avait allongé la chambre des machines en diminuant le volume des cales.

Tout armateur, en agissant ainsi, peut obtenir légalement et à son gré la diminution de tonnage qui lui convient, voire même un tonnage négatif.

En France, il n'est pas possible de faire comme en Angleterre, où l'on accorde aux *Surveyors* la liberté de juger si tel ou tel espace doit être ou non compté dans le tonnage, car nos règles pour le mesurage des navires sont suffisamment précises à cet égard, pour que l'on ne

puisse pas espérer, comme en Angleterre, que les autorités étrangères s'y laisseront prendre.

Ce n'est qu'après le décret du 31 janvier 1893 que la France a imité l'Angleterre en comparant le volume de l'appareil moteur au volume de la coque, au lieu de prendre le volume brut, ce qui permettait aux armateurs anglais d'atteindre la déduction de 32 pour 100, alors qu'en France on ne pouvait appliquer, en réalité, que 19,25 pour 100, d'où une différence de 12,75 pour 100 en faveur de l'Angleterre.

Nous avons donc mis vingt ans pour réparer cette omission, qui n'avait cependant pas échappé aux personnes compétentes, comme le prouvent les articles publiés dans la *Revue générale de la Marine marchande*, en 1886.

Jamais l'aphorisme cité par M. Isakson, page 19 : « Au diable le principe, gardons seulement le bénéfice! » n'aurait pu être admis en France.

M. Isakson fait aussi remarquer que l'opinion publique a été égarée par les statistiques officielles, et que le tonnage de la marine marchande française n'a pas diminué, comme elles le font croire, mais a, au contraire, sensiblement augmenté.

C'est exact avec les statistiques de la douane, qui sont basées sur le tonnage net; mais si l'on consulte le dernier tableau général publié chaque année par l'administration des douanes, on lit, page 23, les phrases suivantes :

« Ainsi qu'on peut en juger, le nombre total des navires a peu varié de 1888 à 1898, mais leur tonnage net est en diminution constante. Cette diminution a pour cause les modifications apportées dans les méthodes de jauge, qui ont eu pour résultat d'abaisser le tonnage net de 21 pour 100 pour les navires à vapeur et de 15 pour 100 pour les navires à voiles. Il importe de tenir compte de ces facteurs dans la comparaison du tonnage total de l'effectif naval. »

Dans les discussions qui ont eu lieu au sujet des mesures à prendre pour relever la marine marchande française, soit au Conseil supérieur de la Marine marchande, soit à la Commission extraparlementaire, on s'est servi de statistiques basées sur le tonnage brut, du *Veritas* et du *Lloyd's Register*.

Maintenant que la France a démontré qu'elle pouvait elle-même

défendre ses intérêts, je ferai remarquer à M. Isakson que l'ingérence parlementaire n'a été pour rien dans les modifications du jaugeage français. Celles-ci sont dues à M. Pallain, l'ancien directeur général des douanes, qui y a consenti sur les instances de M. L. Charlemaine, alors chargé du service du jaugeage au Ministère des Finances, et à la suite des articles que j'ai publiés dans différents journaux maritimes, notamment dans ma *Revue générale de la Marine marchande.*

C'est précisément pour remédier à cet état de choses que j'ai demandé, dans un Mémoire adressé à l'Association technique maritime, en 1898, l'adoption de la jauge brute pour les taxes de navigation; je propose aujourd'hui, dans un Mémoire qui sera lu bientôt au Congrès de la marine marchande, d'adopter la jauge brute extérieure comme base internationale du jaugeage, et cela dans le but de faire disparaître les inconvénients inhérents au tonnage net, et qui viennent de nous être signalés de main de maître par l'honorable M. Isakson. (*Applaudissements.*)

M. le Président. — Je donne maintenant la parole à M. Isakson pour répondre aux observations qui viennent de nous être présentées.

M. Isakson. — Messieurs, j'ai eu grand plaisir à entendre les remarques faites par M. Muller, et surtout à pouvoir constater qu'il n'a pas fait d'opposition aux points de vue principaux de mon Mémoire. M. Muller, directeur de la *Revue générale de la Marine marchande,* est profondément initié à la question compliquée du tonnage, comme le témoignent les articles nombreux et de grande valeur sur ce sujet contenus dans son journal. Je ne crois pas trop dire ici en prétendant que c'est grâce à son intervention, et aidés par la vaste expérience de M. Charlemaine, ancien chef du bureau du jaugeage au Ministère des Finances, que les armateurs français ont réussi à obtenir du Gouvernement français des lois et des instructions sur le jaugeage des navires, dont ils ont largement profité dans la concurrence internationale sur les mers. C'est à ces deux individualités qu'il faut attribuer pour la plus grande part le résultat obtenu, s'il est vrai, et je le crois, que les Français ont *débordé* même les Anglais dans cette question spéciale de la concurrence internationale.

Je profite encore de cette occasion pour féliciter MM. Muller et Daymard de l'idée qu'ils ont eue de remplacer la jauge nette actuelle si

défectueuse par la jauge brute extérieure, idée qui est sans aucun doute beaucoup plus d'accord avec les idées de M. Moorsom *que le système actuel portant son nom*. Mais en ce qui concerne les résultats futurs pratiques des efforts faits pour réaliser cette idée, il me semble qu'on ne peut pas être trop pessimiste, vu l'ingérence parlementaire, dont j'ai fait mention dans le texte de mon Mémoire.

En terminant, je vous prie de vouloir bien accepter tous mes remerciments les plus sincères pour le bon accueil que vous avez bien voulu réserver à mon Mémoire. (*Applaudissements.*)

M. le Président. — La discussion sur le Mémoire de M. Isakson est terminée. Je lui adresse tous mes remerciments ainsi que ceux du Congrès, ainsi qu'à MM. Muller, Martell et Chaumelin qui ont pris part à la discussion.

La séance est levée à midi.

Séance de l'après-midi.

Présidence de M. Schromm.

La séance est ouverte à $2^h 15^m$.

M. le Président. — Avant d'aborder l'ordre du jour, je prie MM. les Auteurs de vouloir bien raccourcir autant que possible la lecture de leurs Mémoires, car il faut absolument que nous clôturions la séance avant 5^h. Je donne la parole à M. le Secrétaire général, puisque M. Haack est absent.

M. Hausse donne lecture du Mémoire de M. Haack.

Nouvelles recherches sur la résistance des carènes et le fonctionnement des bateaux.

Par M. L. Haack,
Membre de la *Schiffbautechnische Gesellschaft*.

M. Haack, dès le début des expériences faites sur le canal de Dortmund à l'Ems, et celles faites dans le bassin d'essai de la Spezia, qu'une grande importance doit être attribuée aux ondulations qui se produisent à la surface de l'eau, quand un navire est en mouvement.

Il admet que la *vitesse négative du courant*, qui doit repousser en arrière l'eau déplacée par le navire, a une limite, et que, si la force motrice est suffisante, le navire est obligé de monter sur une masse d'eau, qui n'a pas le temps de venir se replacer en arrière.

M. Haack propose des expériences destinées à compléter celles qui ont servi de base à son étude, et de déterminer la limite de la *vitesse négative* dans les différents cas.

M. Rota. — Je tiens à exprimer mes remerciments à M. Haack pour l'honneur qu'il m'a fait, en signalant le Mémoire que j'ai publié sur l'influence de la profondeur de l'eau sur la résistance des navires.

M. le Président. — La discussion sur ce Mémoire est close. Je donne la parole à M. Turc.

M. Turc donne lecture de son Mémoire :

Mémoire sur un type nouveau de navire sans tangage et sans roulis, inchavirable et insubmersible après abordage.

Par M. Turc,
Lieutenant de vaisseau.

Frappé de voir que les inconvénients du roulis peuvent, dans une certaine mesure, être atténués, en donnant aux navires une période de roulis très différente de la période des lames qu'ils sont destinés à rencontrer, M. Turc s'est demandé si un procédé analogue ne permettrait pas de supprimer, ou tout au moins d'atténuer grandement le tangage.

La position du centre de gravité par rapport au centre de carène étant commandée par la nécessité de conserver une stabilité transversale suffisante, et le moment d'inertie longitudinal ne pouvant être accru qu'en augmentant la longueur du navire, ou en reportant du poids aux extrémités, ce qui aurait de graves inconvénients au point de vue des qualités évolutives, il en résulte que le seul élément sur lequel on puisse agir est le rayon métacentrique longitudinal. On peut y parvenir en donnant au navire une flottaison de faible surface et ramassée vers le milieu de la longueur.

On est ainsi conduit à un navire se composant d'un fuseau sous-marin contenant les appareils moteurs, surmonté de deux flotteurs étroits et courts, sur lesquels repose une plate-forme renfermant les logements.

L'étude, faite sur un navire de 6000 tonnes environ, conduit à une période de tangage de vingt-deux secondes, supérieure à celle de la plupart des houles.

Un large aileron situé à l'arrière, et un gouvernail horizontal sont destinés à empêcher les embardées verticales.

M. Turc ajoute :

Je crois avoir montré que le bateau serait sans houle et sans tangage, et que, si l'on pouvait construire les cabines étanches, il serait pratiquement insubmersible. (*Applaudissements.*)

M. Eynaud. — Je vous demande pardon, Messieurs, de me présenter

toujours comme représentant des vieilles idées. Hier, à propos des hélices, je disais qu'il était nécessaire de tenir une balance exacte entre les différentes qualités que peut avoir un propulseur, qu'il ne suffisait pas de faire l'aile d'hélice mathématiquement la plus remarquable, mais qu'il fallait aussi tenir compte du bateau sur lequel elle était appliquée, et qui par conséquent lui imposait des utilisations qui ne lui appartenaient pas à elle à proprement parler.

Je dois faire les mêmes réserves sur le Mémoire que vient de lire M. Turc. Certainement il y a là beaucoup d'idées théoriques, mais la pratique? Quand on est vieux, qu'on a vu beaucoup d'idées nouvelles se présenter très séduisantes comme théorie, et très insuffisantes comme pratique, que voulez-vous qu'on fasse? Si nous avons le bateau sans tangage de M. Turc, c'est très bien; mais rien que les œuvres mortes, qui contiennent les cabines et dépassent le flotteur du bâtiment, vont avoir un mouvement tellement en dehors de celui des lames, qu'elles recevront des chocs épouvantables. C'est ce qui arrive quand on ne se prête pas aux mouvements de la mer. La mer est plus forte que les bateaux; quand vous marchez sur une mer agitée, il faut dans une certaine mesure céder à son impulsion. Si vous construisez un bateau qui soit absolument immobile, vous arrivez à ce que sont les digues. Vous avez des digues qui sont construites sur la terre ferme, sur un sol inébranlable, avec des matériaux très solides, et cependant les superstructures sont démolies, parce que le choc des lames vient les frapper. Eh bien, je ne peux pas croire au bateau sans tangage; ce sera un roc, la mer viendra se briser dessus et le démolira.

De même, les questions de roulis, qui ont été plus approfondies, nous ont montré qu'il faut toujours rester dans le moyen terme. Je vous le disais hier pour les hélices, je vous le dis aujourd'hui pour les bateaux sans roulis et sans tangage. N'entrons pas dans les discussions abstraites, faisons de la pratique. En construction navale, on peut dire comme en politique que la pratique est toujours dans les moyens termes. (*Applaudissements.*)

M. Bertin. — Je viens de parcourir avec beaucoup d'intérêt le Mémoire de M. Turc. Le titre en était, à première vue, un peu inquiétant; il faisait songer à quelque chose comme la recherche du mouvement perpétuel en mécanique, sauf qu'il s'agissait cette fois d'immobilité.

On est donc heureux de se trouver en face d'un problème bien posé, dont la solution est poursuivie dans les limites qui ne la rendent pas absolument irréalisable, *a priori*, et de trouver une nouvelle application de méthodes et de principes déjà sanctionnés par l'expérience, du moins en ce qui concerne le roulis des navires.

Les objections qui se présentent, et que M. Turc avait certainement prévues, portent surtout sur des questions de détail d'expériences et de calcul, et sur la possibilité pratique des applications. Au point de vue purement théorique, je lui en présenterai une qui résulte de la distinction radicale à établir entre les lois du roulis et celles du tangage, par suite de l'influence toute différente de la vitesse de propulsion du navire sur les deux mouvements.

M. Turc s'appuie, en ce qui concerne le roulis, sur les bons résultats obtenus par l'allongement de la période d'oscillation propre du navire, et il propose de les améliorer encore en allongeant de nouveau cette période. Passant ensuite au tangage, dont les lois ont été moins étudiées, il lui applique exactement le même remède qu'au roulis, en cherchant de même à éviter le synchronisme avec la houle.

Les deux cas sont assez différents.

Au point de vue du roulis, la houle la plus dangereuse, question de synchronisme à part, est celle qui vient du travers; les autres présentent une inclinaison moindre dans le plan transversal du navire; celle venant de l'avant et celle venant de l'arrière ont une inclinaison nulle. La vitesse propre du navire n'a donc aucune influence sur la période relative, la période sensible à bord, de la houle qui peut produire les plus grands roulis; elle ne modifie même pas beaucoup la période des houles légèrement obliques, qui peuvent être par leur synchronisme plus dangereuses que celle du travers. En somme, la vitesse du navire est sans influence sur le roulis.

Au point de vue du tangage, la houle la plus dangereuse est celle qui frappe le navire suivant l'axe en venant soit de l'avant, soit de l'arrière. Or la vitesse propre du navire peut changer complètement la période relative de cette houle. Si un navire de 18 nœuds de vitesse rencontre seulement une houle de 3^s de demi-période, conditions de pratique courante, la période relative ou apparente de la houle par rapport au navire sera de $1^s,5$ seulement, mer debout, et sera infinie, mer de l'arrière. Cet exemple suffit à prouver que le synchronisme ou,

plutôt, l'égalité de période entre le tangage propre du navire et la houle apparente, ne peut pas être évité.

D'un autre côté, l'effet du synchronisme se manifeste, dans le tangage, d'une manière toute différente de ce qui a lieu dans le roulis. Nous savons peu de chose à ce sujet, et le peu qu'il m'a été possible d'observer se résume de la manière suivante :

En raison de la très grande valeur du couple de stabilité longitudinale, et aussi du couple de résistance passive, dont le rapport au moment d'inertie est peut-être cent fois plus grand dans le tangage que dans le roulis, le navire exécute toujours une oscillation de tangage pendant le passage de chaque vague. Il peut arriver que le navire tangue simplement en restant tangent à la couche horizontale moyenne de l'eau qu'il déplace dans la houle ; on a, dans ce cas, un simple tangage d'équilibre. Plus souvent, le navire suit, avec avance ou retard, le mouvement de la tangente à la houle moyenne ; on a ainsi un tangage relatif, qui n'est pas le tangage propre du navire, mais est, au contraire, synchrone avec le tangage d'équilibre. Le tangage relatif consiste habituellement, mer debout, dans un retard sur le mouvement de la tangente à la houle, ce qui fait émerger l'étrave dans les passages au sommet des vagues.

Le tangage propre, dont la période ne dépend que du moment d'inertie et du moment de stabilité du navire, et qui ne peut généralement pas se produire sur la houle, paraît être un mouvement très vif, d'une période inférieure à la période des vagues un peu longues reçues mer debout. D'autre part, on sait que le tangage relatif des navires, mer debout, augmente d'amplitude, à mesure que leur vitesse augmente, et que, par suite, la période apparente de la houle se raccourcit. On conclut de là, par une induction toute naturelle, que l'amplitude du tangage relatif est surtout fonction du rapport entre les périodes du tangage propre et de la houle apparente, et qu'elle augmente à mesure qu'on se rapproche du synchronisme.

Si nous généralisons la loi qui précède, en l'étendant aux navires proposés par M. Turc, nous trouvons que, avec des demi-périodes de tangage propre de 6ˢ ou 8ˢ, analogues à celles du roulis, les navires tangueraient peu mer debout, et que l'amplitude du tangage pourrait diminuer au lieu de s'accroître, quand la vitesse augmente. Par contre, mer de l'arrière, sur les houles à longue période et grande

vitesse de propagation, le synchronisme se produirait et les tangages pourraient être beaucoup plus amples que sur les navires actuels.

Je viens de me laisser entraîner un peu loin par l'intérêt du sujet traité par M. Turc. Sans vouloir ajouter d'autres développements, ni descendre aux applications pratiques, je signalerai que des logements de passagers ne seraient peut-être pas très faciles à installer sur les navires proposés, et que les emménagements intérieurs seraient un peu ceux d'un sous-marin.

M. Turc. — Je demande la permission de répondre quelques mots aux objections qui viennent d'être présentées.

M. Eynaud, Inspecteur général du Génie Maritime, a objecté à notre idée d'un bateau sans tangage et sans roulis qu'un pareil bateau ne pourrait être construit assez solidement pour résister par grosse mer au choc des lames.

Malgré toute l'autorité que la personnalité de M. Eynaud donne à ses assertions, il nous semble qu'une pareille crainte n'est pas justifiée.

En effet : 1° les anciens cuirassés *Suffren* et *Richelieu*, que nous citons dans le Mémoire, ont navigué avec de grosses mers du travers, sur lesquelles, selon l'image consacrée pour exprimer leur immobilité de plate-forme, ils se comportaient comme des rochers. Les lames venaient se briser contre eux, et toujours leur coque a résisté au choc des lames; 2° il est un cas où l'on met à une plus rude épreuve la solidité du navire. Par coup de vent ou par cyclone, alors que la mer devient très grosse, on prend la cape debout à la mer, et l'on marche contre elle avec une vitesse, qui, quelquefois, est assez grande, afin de pouvoir gouverner. Cette marche debout à une grosse mer pourrait paraître particulièrement dangereuse pour les navires de guerre, dans lesquels le désir de permettre le tir en chasse aux pièces de l'avant conduit souvent à installer des encorbellements en saillie sur la coque, ou à percer dans la muraille des sabords tournés vers l'avant. Bien que les mantelets de ces sabords ou de ces encorbellements, qu'on doit rabattre pour le tir des canons, soient tenus seulement par des charnières et par des écrous, lorsqu'ils ont été construits avec soin ils supportent les plus grosses mers sans avaries.

La pratique semble donc montrer qu'on peut construire les navires

assez solides pour résister aux lames, et même pour marcher contre elles sans avoir à craindre les avaries.

M. Bertin, Directeur des Constructions Navales, fait observer très justement, que, malgré une longue période de tangage, le navire que nous proposons trouvera des houles venant de l'arrière, dont la période apparente sera voisine de sa période de tangage. Cette objection est très juste, et nous avions envisagé le cas de la houle dont la période apparente est synchrone, dans notre Mémoire.

Nous croyons que, même dans ce cas de synchronisme, notre bateau aurait, en général, des tangages de faible amplitude.

En effet, d'une part, le fuseau, qui représente la majeure partie du volume immergé, est plongé à une profondeur au-dessous de la surface, où les variations de la poussée selon les diverses régions de la houle sont moins grandes qu'à la surface; d'autre part, les flotteurs, qui, au passage des creux et des crêtes des lames, seront plus ou moins immergés, ont une faible section, et sont situés au milieu du bateau. Pour ces deux raisons, les couples d'inclinaison longitudinale créés par le passage de chaque vague seront faibles.

D'un autre côté, la forme de navire que nous proposons offrirait au tangage une résistance passive très grande. Or, les travaux de M. Bertin ont mis en lumière la réduction considérable de l'oscillation d'apogée, que donne une grande résistance passive.

Mais la forme de carène que nous proposons, à cause de sa longue période de tangage, aura un avantage bien plus précieux, que nous avons indiqué dans notre Mémoire, et sur lequel nous insistons : elle évitera le mal de mer aux passagers, même dans les cas, très rares, je crois, où notre bateau aura des tangages d'une assez grande amplitude.

En effet, c'est un fait bien connu que les oscillations lentes ne donnent le mal de mer qu'aux personnes exceptionnellement sensibles. Ainsi, par exemple, les roulis de quinze à vingt secondes de période des cuirassés français actuels, lorsqu'ils ne sont pas accompagnés d'un tangage appréciable, n'incommodent presque personne, même lorsqu'ils atteignent des amplitudes de 10°, et qu'on se place dans les hunes, à une distance d'environ 25^{m} de l'axe d'oscillation.

Les bateaux que nous proposons auraient des périodes de tangage et des périodes de roulis de vingt secondes environ; leurs roulis et leurs tangages dans les circonstances, très rares croyons-nous, où ils

atteindraient une assez grande amplitude, ne donneraient le mal de mer qu'à quelques personnes exceptionnellement sensibles, et nos bateaux rempliraient ainsi, dans tous les cas, le but principal en vue duquel ils sont conçus, la suppression du mal de mer.

En terminant cette réponse aux objections que les membres du Congrès ont bien voulu faire à mon Mémoire, je crois utile de rappeler un cas analogue.

Les navires à très longue période de roulis ont été préconisés il y a environ trente ans par M. William Froude, je crois, et ils ont produit pour le roulis une amélioration des qualités nautiques inespérée. Ce précédent n'est-il pas une raison d'espérer que la forme de carène soumise au Congrès, qui donne de très longues périodes à la fois pour le tangage et pour le roulis, et qui de plus offre une résistance considérable au tangage, pourrait apporter une amélioration nouvelle des qualités nautiques?

M. le Président. — Malgré l'opposition que vous avez rencontrée, je vous remercie au nom du Congrès de votre excellente idée théorique. (*Applaudissements.*) La parole est à M. Mason Chace.

M. Mason Chace donne lecture de son Mémoire.

Installation du Chantier de Newport News Shipbuilding and Dry-Dock Company,

Par M. M. Chace,
Ingénieur civil des Constructions Navales.

M. Chace donne, dans une suite de descriptions très complètes, la physionomie exacte d'un grand chantier moderne de constructions navales en Amérique. Il passe tour à tour en revue les différents ateliers, les différents modes de transmission de force. Il donne en détail la nomenclature de l'outillage et conclut par une courte notice historique.

M. le Président. — Le Mémoire de M. Mason Chace sera imprimé et distribué plus tard. Je lui adresse les remerciments de l'Assemblée pour les intéressants renseignements qu'il lui a fournis. La parole est à M. Rateau.

M. Rateau donne lecture de son Mémoire.

Contribution à la théorie des hélices propulsives,

Par M. Rateau,
Ingénieur des Mines.

Après avoir fait remarquer que, dans les hélices en fonctionnement normal, l'eau a un mouvement légèrement centripète et non pas centrifuge, l'auteur donne les hypothèses sur lesquelles repose sa théorie :

1° Un élément d'aile influence une quantité de liquide, qui, dans l'ensemble, peut être réduite à une double lame, dont l'épaisseur est proportionnelle à la longueur de l'élément;

2° Chaque lame subit dans son ensemble une réduction ε de vitesse relative, sensiblement indépendante de l'angle d'attaque, et, d'autre part, les lames qui glissent sur la face impulsive et contre le dos des ailes se réunissent à la sortie en une seule, dont la vitesse moyenne a une direction intermédiaire entre les tangentes à la surface et au dos de l'aile au point de sortie.

Il résulte de là un angle de déviation δ un peu plus grand que l'angle d'attaque.

L'auteur développe quelques-unes des conséquences que l'on tire de ces hypothèses, et il en déduit notamment les formules que M. Drzewiecki a obtenues par une autre voie.

Il met ces formules sous la forme suivante :

$$F = \frac{k\pi}{g} V_0^2 \delta \left[\sum - \mu A \right],$$

$$T = \frac{k\pi}{g} V_0^3 \delta \left[\sum - \mu B \right].$$

où :

F est la force de poussée de l'hélice,

T la puissance qu'elle réclame sur l'arbre,

π le poids spécifique de l'eau,

k un coefficient,

V_0 la vitesse du bateau,

δ une certaine moyenne des déviations des filets relatifs,

μ une certaine moyenne de $\frac{\delta}{2} + \frac{\varepsilon}{\delta}$ le long des ailes.

Σ, A et B des intégrales étendues à la totalité de l'hélice, et qui ne dépendent que de ses formes.

Σ a pour expression $\int \frac{\cot \beta}{\sin \beta} dS$; on peut l'appeler la *surface efficace* de l'hélice.

L'auteur termine par des considérations sur le phénomène de la cavitation, considérations d'où il conclut, qu'on retarderait l'apparition de la cavitation en diminuant légèrement le pas vers le bout des ailes.

M. le Président. — Après ce cours approfondi de Mathématiques, je crois que personne n'aura le courage de demander la parole.

M. Drzewiecki. — Je demande à dire quelques mots.

M. le Président. — Tant mieux.

M. Drzewiecki. — J'ai été très heureux de voir un homme de la valeur de M. Rateau aborder la question si délicate des hélices propulsives. Je suis très satisfait de voir que les conclusions auxquelles il arrive concordent avec les résultats auxquels je suis arrivé moi-même. Je considère cela comme une vérification de ma théorie. Mais en regardant de plus près, je vois que cette concordance tient à la même manière mathématique de traiter la question. Comme la ma-

nière de traiter la question procède des mêmes hypothèses, nous sommes obligés d'arriver à peu près au même résultat. Il est difficile de discuter en ce moment-ci les hypothèses de M. Rateau, cependant je crois qu'il attache trop d'importance à la surface arrière de l'aile, car je crois que tout ce qui se passe à la surface arrière de l'aile n'influence en rien la poussée.

M. le Président. — J'adresse à M. Rateau tous les remerciments du Congrès pour le Mémoire d'un haut intérêt théorique qu'il a bien voulu lui donner. Nous arrivons au dernier point de notre programme de travail, le Mémoire de M. Moissenet.

Appareaux de manœuvre et de fixation des remorques en fil d'acier,

Par M. Moissenet,
Ingénieur en chef de la Marine.

M. Moissenet signale la difficulté de manœuvre que présentent les remorques en fil d'acier, dont la substitution au filin de chanvre a été par ailleurs un si grand progrès; la manœuvre par bout est seule possible, et exige que l'on mette en action le cordage dans toute sa longueur.

Pour saisir la remorque en un point de sa longueur, et lui faire subir un effort de traction, la rendre immobile ou la filer, l'auteur a imaginé une griffe mobile, composée en principe d'une boîte et d'un coin de serrage, munis de cannelures épousant la forme du cordage, et entre lesquelles il est serré; en vue de faciliter la manœuvre, on ajoute un second coin, qui porte la partie de la cannelure qui pourrait être pratiquée dans la boîte; ce coin ayant une forte pente, le desserrage exige un moindre effort, et devient facile dans des cas où l'intensité de la tension de la remorque, qui peut atteindre jusqu'à 114 tonneaux, le rendrait impossible. L'angle total des deux coins reconnu le plus convenable est de 17° environ.

Un stoppeur, organe fixe d'immobilisation de la remorque, est fondé sur le même principe, et permet de rendre solidaires le remorqueur et le remorqué. Dans cet appareil, c'est le contre-coin qui est fixe, et la boîte enveloppant les deux coins qui est mobile.

M. Eynaud. — Je demande la parole au sujet du Mémoire de M. Moissenet. Il est un peu long, il renferme des développements mathématiques que nous devons craindre, parce que vraiment il est difficile de les suivre dans une assemblée, et ils ne sont pas absolument nécessaires à la chose. Je vous demande la parole par suite d'une circonstance absolument personnelle. M. Moissenet est un ingénieur de la Marine française qui a servi sous mes ordres pendant dix ans; j'ai pour son ingéniosité aussi bien théorique que pratique une appréciation excessivement élogieuse à faire; je ne saurais jamais trop dire de

bien de M. Moissenet; mais je me permettrai une remarque : M. Moissenet a présenté un Mémoire très complet, qui nous prendrait au moins une heure de lecture et qui serait difficilement saisi. Ce Mémoire expose des travaux très remarquables que M. Moissenet a faits sur les griffes pour saisir les cordages; eh bien, la théorie de tout cela est excessivement simple; comme toutes les théories, il suffit de savoir s'en servir. Il s'agit de saisir les cordages en fil de fer, sur lesquels on a difficilement prise, au moyen d'un coin; quand le coin est tout seul, c'est très bien, le cordage exerce la traction, le coin est coincé et rien ne va plus; on a quelque chose de très solide, mais on ne peut plus s'en débarrasser. M. Moissenet a imaginé de greffer sur ce coin un autre coin à pente contraire. L'exposé de son système se trouve dans ces lignes :

« L'angle du coin est au plus égal à la différence entre l'angle de frottement de la remorque sur les parois du coin et de la boîte, et l'angle de frottement de ces deux pièces, l'une par rapport à l'autre. »

Eh bien, si, d'une part, on suit, dans le Mémoire qui est imprimé, les développements mathématiques que M. Moissenet donne à cette théorie, et, si, d'autre part, on veut bien aller à la classe 118 de l'Exposition voir les modèles que M. Moissenet expose, on se rendra compte de la théorie et de la pratique. Je crois qu'il est absolument inutile qu'on donne lecture de ce Mémoire; je vous invite tous à aller à la classe 118 voir les griffes de M. Moissenet, j'espère que vous en serez satisfaits. (*Applaudissements.*)

M. Hauser. — Je demande la parole pour un fait personnel. J'ai été chargé personnellement par M. Moissenet de son Mémoire, et il m'a prié de le remettre à une personne désignée par lui pour le lire; s'il n'est pas lu, je tiens à dégager toute ma responsabilité vis-à-vis de lui, et à ne pas être accusé de ne pas avoir accompli ma mission personnelle vis-à-vis de M. Moissenet.

M. le Président. — Avant la clôture du Congrès, j'ai l'honneur de vous faire une proposition au sujet de la continuité des Congrès d'Architecture navale. Je vous propose que ce Congrès, qui sera clos aujourd'hui, forme, pour ainsi dire, le noyau d'autres Congrès futurs; je propose que ces Congrès deviennent une institution stable comme les Congrès des Postes, des Chemins de Fer, de la Navigation, etc., etc.

Je m'attache spécialement au Congrès international de Navigation, dont je fus membre dès la première réunion en 1885; j'ai donc eu l'occasion d'en suivre les progrès constants. La semaine prochaine va s'ouvrir le VIIIe Congrès international de Navigation, et vous y trouverez les délégués du monde entier; les vœux, les conclusions de ces Congrès sont respectés par tous les Gouvernements, et ont une valeur pratique.

Je suis sûr que nous atteindrons le même but, en créant le Congrès d'Architecture navale, Congrès international qui aura lieu tous les deux ou trois ans dans un autre pays. La matière à traiter est tellement riche, qu'il n'y aura pas de danger que le programme du travail soit épuisé facilement.

La Commission d'organisation du présent Congrès devrait fonctionner comme bureau du prochain Congrès; chaque pays devrait y déléguer un ingénieur, ce qui constituerait un bureau international, et tout cela encore à titre purement privé. (*Applaudissements.*)

M. Eynaud. — Messieurs, voici le Congrès qui approche de son terme; si vous le voulez bien, M. le Président va reprendre le fauteuil présidentiel, et soumettre la proposition de M. Schromm au vote de l'Assemblée.

M. de Bussy, *Président du Congrès,* prend place au fauteuil aux applaudissements unanimes des Congressistes.

M. de Bussy, *Président du Congrès.* — Messieurs, j'ai eu l'honneur de vous souhaiter la bienvenue, je vous demande la permission de vous dire quelques mots d'adieu. Je mettrai tout à l'heure aux voix la proposition que vient de faire M. Schromm, mais auparavant je tiens à remercier Messieurs les Vice-Présidents, qui ont si bien rempli la tâche dont j'aurais dû avoir la charge moi-même; je les prie de recevoir l'expression de ma reconnaissance, et de celle du Congrès. (*Bravos.*)

Messieurs, vos honorables Vice-Présidents ont abandonné des occupations de premier ordre, les uns comme directeurs des plus grandes usines du monde, les autres remplissant, dans leur pays, les fonctions les plus élevées, ou enfin comme Lord Brassey, arrivant, après un voyage transatlantique, du gouvernement d'une colonie, pour venir ici se mettre à

notre service, et nous apporter leur dévouement et leurs capacités. Je les prie de recevoir tous les remerciments du Congrès. (*Bravos.*)

Je passe maintenant à la proposition que vient de nous faire l'honorable M. Schromm. Les développements qu'il a donnés à cette proposition me dispensent de donner de plus amples explications, je la mets donc aux voix.

(La proposition est adoptée à l'unanimité.)

Je constate avec plaisir que la proposition de M. Schromm a été adoptée à l'unanimité.

Messieurs, je ne veux pas vous retenir plus longtemps; vous devez être très fatigués, et vous avez peu de temps disponible avant le banquet de ce soir. Je tiens seulement à vous dire, en vous faisant mes adieux, quels sont mes souhaits pour vous et pour les travaux que vous entreprendrez jusqu'au prochain Congrès, que nous venons de decider en principe, et qu'il n'est pas sûr que j'aie l'honneur de voir. Je vous prie d'agréer pour les travaux que vous allez entreprendre, et qui ne sont que la continuation de ceux, si remarquables, que vous avez apportés ici, tous les vœux que je forme pour leur succès! (*Vifs applaudissements.*)

La séance est levée à 4h.

BANQUET. TOASTS.

TOAST DE M. DE LANESSAN,

Ministre de la Marine.

MESSIEURS,

En m'offrant la présidence de cette réunion des ingénieurs de tous les pays, qui se sont réunis et mélangés, vous m'avez procuré le très grand plaisir de saluer au nom du Gouvernement de la République les hommes éminents, qui sont assemblés autour de ces tables, et qui ont profité de l'invitation que la République a faite à toutes les nations de se réunir à Paris, pour y contempler les produits de tous les pays, et y discuter toutes les questions que les peuples veulent voir résoudre. Ce faisant, Messieurs, vous m'avez procuré le plaisir de vous saluer au nom du Gouvernement de la République : je lève mon verre à vous tous, Messieurs. (*Applaudissements.*)

Laissez-moi vous dire que, quoique détenteur maintenant d'un portefeuille militaire, ce que je veux saluer en vous, ce ne sont pas les ingénieurs qui fabriquent les instruments redoutables avec lesquels les peuples se menacent, et risquent à des heures troublées de mettre leurs intérêts en lutte, à des prix tels qu'aucun ne pourrait ne pas en souffrir, car je ne sais pas après une bataille maritime quel serait le plus heureux du vainqueur ou du vaincu; je crois que l'un et l'autre compteraient plus d'hommes au fond de la mer qu'à sa surface. (*Applaudissements.*)

Ah! certes, Messieurs les Ingénieurs, vous permettrez bien à un pacifique naturaliste d'origine de vous dire que vous êtes allés loin dans les choses de guerre ou de combat. On aurait peine à imaginer des choses plus difficiles que celles que vous avez réalisées. Hier encore je tremblais en passant en revue ces instruments formidables que vous avez créés, les petits torpilleurs qui s'appliquent à faire sauter les navires très gros, et les contre-torpilleurs qui se mettent à la chasse des torpilleurs, et que vous construisez avec tant de soin, Messieurs les Ingé-

nieurs anglais, qui disposent des torpilles ou pourchassent les torpilleurs à travers les mers. Ah! vous avez fait de très belles choses avec les torpilleurs, qui s'en iront bouleverser le commerce ennemi, le détruire, faire chavirer, faire sauter les bâtiments paisibles, qui transportent aux nations les produits de leur industrie, ceux qui sont destinés à leur alimentation.

Ah! vous avez fait très grand et très beau, le jour où vous avez construit ces cuirassés redoutables de 14000 ou 15000 tonnes, le jour où, vous entendant pour la même œuvre de destruction, vous avez réalisé les canons les plus puissants, et vous avez réalisé le problème de faire que des masses énormes de fer, des projectiles, que l'homme ne peut plus manier, se jettent à travers l'espace avec des rapidités incroyables, non seulement avec les grosses pièces mais encore avec les pièces moyennes, pour foudroyer un navire en quelques minutes!

Vous avez réuni des instruments de guerre énormes sur vos cuirassés, et afin qu'ils pussent porter ces instruments redoutables, vous les avez couverts, bardés de fer, non pas comme le vieux chevalier d'autrefois, auquel je les ai entendu souvent comparer, qui lui ne pouvait pas bouger de sa selle, car il était en quelque sorte scellé sur son cheval, et était renversé par le coup de lance de l'ennemi. Non, ces instruments formidables, ces navires de 15000 tonnes, vous leur avez donné des vitesses qui commencent à devenir vertigineuses.

Et le cuirassé deviendra peut-être encore plus rapide que les petits navires, il ira soutenant sa vitesse, ne bronchant pas en face de la mer qui bat ses flancs, il ira à travers les océans et les mers, là où toutes les nations européennes détruisent les villes et les bateaux. Ah! Messieurs, vous avez fait une bien belle œuvre, mais elle est bien dangereuse. (*Applaudissements.*)

Aussi, Messieurs, ce n'est point à cette œuvre là que je veux boire; je veux boire au contraire à l'œuvre que vous faites, lorsque, renonçant aux productions guerrières, vous faites ces navires de commerce superbes, qui eux transportent à travers les océans non pas de gros canons, non pas des projectiles énormes, non pas les torpilles méchantes, mais des hommes pacifiques, qui s'en vont traiter leurs affaires en Amérique, en Australie, au Cap, dans tous les coins du monde, désireux d'une seule chose : aller le plus vite possible. Ces navires, vous les avez organisés de telle sorte, qu'on traverse les océans

avec la tranquillité la plus parfaite, car vous les avez faits plus solides que les navires de guerre, si vous les avez faits moins méchants; les femmes y sont aussi en sécurité que les hommes, et elles sont encore plus braves qu'eux s'il est possible. (*Applaudissements.*)

Eh bien, Messieurs, c'est à cette œuvre pacifique que je bois bien volontiers; je suis d'autant plus heureux d'y boire, que je vois ici réunis des ingénieurs de toutes les nations, construisant des navires qui permettent à toutes les nations d'entrer et de rester en relations aussi fréquemment que possible les unes avec les autres. C'est vous dire qu'après avoir refusé de boire à la guerre, je bois aux œuvres civilisatrices que vous faites, aux communications que vous établissez entre les peuples et à vous tous, Messieurs, qui les représentez! (*Applaudissements.*)

TOAST DE LORD BRASSEY.

MESSIEURS,

Il m'est difficile de prendre la parole après un orateur aussi distingué que M. le Ministre de la Marine, qui nous a fait un discours que nous avons apprécié; mais il est de mon devoir de faire de mon mieux, et du fond du cœur je porte un toast à la République et à la Marine françaises. (*Applaudissements.*)

Messieurs, je suis venu à Paris pour assister au Congrès d'Architecture et de Construction navales; j'y suis venu aussi, comme tous les étrangers avec lesquels j'ai l'honneur d'être associé comme collègue, pour rendre hommage à la France, dont la littérature, la science, les œuvres, l'industrie, le dévouement à la liberté et en ce moment son Exposition magnifique, ont rendu tant de services illustres à la civilisation! (*Applaudissements.*)

J'ai l'honneur de porter un toast à la Marine française. Monsieur le Ministre, nous admirons vos officiers : ils sont hors ligne; nous admirons vos marins, nous admirons vos vaisseaux, nous vous félicitons de la belle revue que vous venez de passer, et nous pouvons vous dire qu'en Chine l'Europe compte sur vous; ce n'est pas d'ailleurs la première fois que nous nous trouvons côte à côte! (*Applaudissements.*) Dans cette espérance et comme ami dévoué du peuple français, j'ai confiance qu'il en sera toujours ainsi et je le désire du fond du cœur! (*Applaudissements*

répétés.) Messieurs, à la République et à la Marine françaises! (*Applaudissements répétés. L'Assemblée fait une chaleureuse ovation à Lord Brassey.*)

TOAST DE M. BUSLEY.

MESSIEURS,

Les ingénieurs étrangers vont rentrer dans leur pays; je suis sûr que trois impressions resteront ineffaçables dans leur mémoire : la première impression aura été imposante, la seconde plus imposante, et la troisième plus puissante encore, de l'amabilité que les Français ont montrée dans leurs discours, et qu'ils ont apportée dans les discussions. Nous avons été, nous autres, sensiblement touchés de l'affabilité avec laquelle nous avons été reçus à Paris; nous sommes tout à fait ravis de la bonne grâce, inhérente d'ailleurs au caractère français, qui nous a été sans cesse et partout témoignée, soit de la part des autorités, soit de la part des membres de l'Association technique maritime. Nous ne saurions donc mieux témoigner, nous autres ingénieurs étrangers, notre reconnaissance pour les jours que nous avons passés si bien remplis au milieu de vous, qu'en criant : Vive le Président du Congrès, M. de Bussy! (*Applaudissements.*)

TOAST DE M. EYNAUD.

MESSIEURS,

Nous avons entendu parler au nom du Gouvernement et vous souhaiter la bienvenue; Lord Brassey a bien voulu porter un toast au Gouvernement et à la France, puis on a touché des questions personnelles, ce qui me permet d'intervenir pour ainsi dire au nom des Ingénieurs français, et en particulier au nom de M. de Bussy, pour vous remercier de la parfaite sympathie et de la cordialité qui ont régné pendant ces trois jours entre nous. Tous les Ingénieurs français, et en particulier celui qui vous parle, en garderont un profond souvenir. Merci, Messieurs, de votre cordialité. (*Applaudissements.*)

DISCOURS

PRONONCÉ

A L'OUVERTURE DU CONGRÈS D'ARCHITECTURE ET DE CONSTRUCTION NAVALES,

PAR M. DE BUSSY,
Membre de l'Institut,
Inspecteur général du Génie maritime en retraite,
Président de la Commission d'organisation.

MESSIEURS,

Je me reprocherais grandement de retarder l'ouverture de vos intéressants travaux et de raccourcir le temps précieux pendant lequel nous allons les étudier. Les trois journées de notre Congrès ne seront, sans nul doute, que bien juste suffisantes pour la lecture de vos Mémoires et l'échange de nos idées. Je croirais toutefois déserter un agréable devoir, si je ne venais, au nom du Comité d'organisation, souhaiter une reconnaissante et cordiale bienvenue aux hommes de bonne volonté qui, de près ou de loin, sont accourus à notre appel nous apporter les résultats de leur expérience, de leurs études, de leurs découvertes, et contribuer par d'intéressantes Communications, aussi bien que par un fructueux échange d'observations, aux progrès d'arts que nous cultivons tous, ceux de l'Architecture et de la Construction navales.

L'architecture d'un édifice est, à proprement parler, l'arrangement préparatoire de ses différents éléments; elle est le fruit de l'imagination et de la réflexion; elle combine les rapports de forme, de position et de poids de ces éléments. La construction d'un édifice consiste dans le travail et l'assemblage des matériaux qui le constituent : c'est une œuvre d'exécution et de pratique.

Plus récente que les autres branches de l'Architecture, l'Architecture navale n'a guère pris naissance qu'à la fin du dernier siècle. La construction se bornait jusque-là, le plus souvent, à la reproduction des types consacrés par l'expérience, et les artistes attachés à ces travaux portèrent le nom de *constructeurs*. Dès que l'art ou la théorie se développa, dès qu'à des connaissances empiriques vinrent se superposer des principes, des règles basées sur des observations et des calculs, l'Architecture navale prit naissance, et l'ar-

chitecte, devenu l'intermédiaire obligé entre l'homme de science pure et le travailleur manuel, prit le titre d'*ingénieur*.

Et cependant l'établissement d'une science de l'Architecture était plus nécessaire encore pour des édifices flottants et mobiles, que pour ceux qui sont fondés sur une base solide. La complication des formes, la multiplicité des éléments, la complexité des rapports qui les unissent y sont plus grandes que partout ailleurs; dimensions, poids, position, vitesse, accélération, il faut tout envisager, tout calculer, tout prévoir, si l'on veut que l'édifice résiste aux violents efforts que les milieux agités dans lesquels il se déplace, que la puissance propulsive, qu'il renferme ou qu'il reçoit, lui font subir; si notre branche d'Architecture est la cadette, c'est sans doute que son enfantement était le plus laborieux.

Le titre de ce Congrès vous indique donc que la théorie et la pratique y trouveront une place égale, et que les enseignements de l'une et de l'autre y seront les bienvenus. De cette féconde collaboration, qui seule peut assurer à la science une base solide et à la pratique une direction éclairée et rationnelle, nous espérons voir résulter un accroissement de connaissances, un pas dans la voie du progrès et surtout une entente réciproque de tous ceux qui y auront pris part.

Les nombreux Congrès qui se réunissent dans ce palais, comme aussi les Sociétés d'études dont ils sont pour la plupart un développement international, ont en effet un double avantage : d'une part, grâce à un échange d'idées et d'observations sur des sujets spéciaux, ils contribuent à fixer les principes, à faire l'inventaire des connaissances acquises et des résultats obtenus, et plus encore à poser les questions à résoudre; ils constatent les étapes parcourues sur la route du progrès, signalent les erreurs commises, les avantages conquis; ils groupent des connaissances qui, isolées, resteraient peut-être stériles, et qui ont besoin d'être réunies pour former un ensemble utilisable; non contents de remonter dans le passé, ils anticipent sur l'avenir en posant les problèmes à résoudre, en marquant aux jeunes générations les recherches à faire.

Mais ce qui, à mes yeux, est le principal mérite des C ongrès, c'est qu'en mettant face à face et en contact des hommes savants et expérimentés venus de tous les points de l'horizon, imbus chacun des idées que sa nationalité, les habitudes d'esprit de son milieu, le système d'éducation de sa patrie, lui ont inculquées, ils les forcent de reconnaître que nul, pas plus au point de vue des connaissances que de la méthode de travail, n'est en possession de la vérité absolue; ils leur démontrent que la science, l'intelligence et le travail ne sont l'apanage ni d'un seul pays, ni d'une seule race; ils les dépouillent d'une partie de ces préventions et de cet orgueil, qui constituent des barrières peut-être plus infranchissables que celles que les montagnes, les fleuves, les mers, tous les obstacles accumulés par la nature ont établies entre les na-

tions. Chacun en sort plus modeste, plus perméable aux idées nouvelles, et je serais tenté de voir dans les Congrès, quels que soient leur but et leur nature, un des plus utiles auxiliaires de ces philosophes humanitaires qui, depuis tant d'années, cherchent la solution de ce difficile problème, si récemment encore discuté à la suite d'une auguste initiative, celui de l'établissement de la paix universelle.

Notre Congrès ne peut avoir l'ambition d'arrêter un inventaire complet des progrès réalisés depuis un siècle dans l'importante branche de l'art de l'ingénieur dont nous nous occupons. Cependant un rapide coup d'œil jeté en arrière nous fait embrasser à la fois l'étendue du chemin parcouru dans le siècle qui va finir, et la vaste route, le champ indéfini de découvertes qui s'ouvrent devant nos successeurs. Ce siècle que l'on pourrait à juste titre appeler le *siècle de la vapeur,* a vu la surface du globe se transformer sous des efforts individuels concourant, tendant tous vers ce résultat unique, le raccourcissement des distances, le rapprochement général des peuples, l'abaissement des barrières naturelles, qui empêchent ou entravent l'échange des idées et des richesses. C'est à ce grand et fécond travail que nous devons d'être réunis en si grand nombre aujourd'hui, et pour ne citer qu'un exemple qui nous est propre, je rappellerai, sans remonter au delà d'une soixantaine d'années, qu'une traversée qui ne prend guère aujourd'hui plus de six jours, celle des États-Unis en Europe, exigeait lors de l'établissement des premières lignes de vapeurs transatlantiques, plus de quinze journées. Les transports terrestres ont subi une transformation plus profonde encore : on peut donc dire que l'esprit humain est parvenu, par ses persévérants efforts, à raccourcir de près des deux tiers la distance qui nous sépare de nos collègues d'Amérique. Il semble que sous l'étreinte humaine le globe se soit contracté, pour que les peuples se tendent plus facilement la main.

Une des conséquences les plus notables de ce raccourcissement des distances a été le déversement des populations européennes sur des terres lointaines, qui n'avaient auparavant été l'objet que d'explorations isolées par mer, ou d'expéditions militaires. Cette irruption des peuples au delà des limites que les barrières naturelles, et la plus puissante de toutes, la mer, leur avaient imposées, cette expansion coloniale a pris une intensité considérable dans les dernières années de ce siècle. Aux siècles précédents, elle avait le plus souvent pour objet l'acquisition de denrées que la terre natale ne fournissait pas; aujourd'hui elle a pour résultat la conquête de nouveaux marchés, l'écoulement du trop-plein de notre production intensive, l'expatriation de populations surabondantes. Ce besoin d'expansion ne pourrait se satisfaire si l'accroissement de la rapidité et de la sécurité des traversées n'eût transformé en de simples déplacements des voyages dangereux et pénibles, faits autrefois presque sans espoir de retour; aujourd'hui l'émigrant peut rester en communion constante de mœurs et d'idées avec la mère patrie; il peut con-

server les liens qui l'attachent à son pays et à sa famille, songer à y revenir plus tard reprendre sa place. Les terreurs que faisait naître un lointain voyage à travers l'Océan s'effacent chaque jour; on s'habitue, on s'habituera plus encore à se confier à la mer avec la même sécurité qu'aux voies ferrées, et il est probable que le développement et les perfectionnements prochains de la science des transports ne feront qu'accentuer l'écoulement du trop-plein des peuples vers des champs encore vides et inexploités de travail et de richesse.

Si les progrès des communications par mer ont permis aux populations déshéritées d'aller au loin chercher des moyens d'existence qui leur faisaient défaut, ils n'ont pas moins contribué au développement du bien-être de celles qui sont restées sédentaires. Il suffit de jeter un coup d'œil sur les flottes puissantes qui assurent les échanges internationaux, et en particulier ceux des substances alimentaires, sur les nombreux navires qui nous apportent périodiquement la surabondance des plaines fertiles de l'Amérique, pour s'assurer que le progrès des constructions navales a contribué, peut-être plus que tout autre, à éloigner de nous le spectre funèbre des siècles passés, la famine; elle ne décimera plus que les peuples impuissants à établir à l'extérieur et à l'intérieur un réseau suffisant de voies de communication.

Ce développement du trafic et de la locomotion, cet incontestable accroissement de la richesse et du bien-être de l'homme, quelles en sont, en ce qui concerne les constructions navales, les causes principales? Au commencement de ce siècle, tous les navires étaient construits en bois et mus par des voiles; à la fin du siècle nous trouvons des navires généralement construits en fer et en acier, et en grande majorité mus par la vapeur. Tout dans la construction actuelle repose sur des procédés mécaniques de production, de tournage et d'assemblage des matériaux, impossibles à réaliser par la force individuelle et limitée de l'homme, tous basés sur l'emploi de la vapeur. Sans la vapeur, la métallurgie actuelle est impossible, et nous en restons aux procédés de l'antiquité et du moyen âge, qui ne nous donnent que des métaux impurs, aussi incapables comme quantité que comme qualité de satisfaire à nos besoins actuels. Sans vapeur, pas de production rapide, impossibilité de construire en peu de mois les immenses édifices qui flottent sur mer, et dont l'économie même est une si grande source d'économie; sans vapeur, pas de progrès en certaine, nous restons esclaves des vents et des flots; impossibilité de satisfaire à ce besoin toujours croissant de gagner du temps.

[illegible] de la vapeur, des efforts persévérants l'ont grandement amé- [illegible] les machines marines. [illegible] une quarantaine [illegible] peu à faire aux [illegible]

[illegible] pour la naissance de

remonte qu'aux dernières années du XVIIIe siècle, a fait depuis une vingtaine d'années des pas de géant; mais actuellement elle n'est encore, comme la vapeur, qu'un intermédiaire chargé de mettre sous une forme utilisable les immenses réservoirs d'énergie renfermés dans les entrailles de la terre; dans la plupart des applications, la vapeur est même encore associée à l'électricité pour passer de la puissance initiale, qui est le combustible, au but final, qui est l'effort mécanique.

En resterons-nous là, et n'est-il pas probable que l'homme parviendra à capter quelqu'une de ces sources d'énergie, dont la nature a favorisé plus ou moins tous les pays, chaleur solaire, électricité atmosphérique, force vive des vagues, et qu'après avoir emmagasiné leur puissance, il arrivera à l'utiliser pour la propulsion des navires? Ne serait-il pas curieux que par un de ces retours fréquents de l'esprit humain, l'homme, après avoir abandonné la force gratuite mais intermittente du vent, en revînt à adapter au même usage une autre de ces formes de l'énergie universelle, disséminée dans notre atmosphère?

Il n'est pas non plus téméraire de se demander, en présence du développement et du succès de ces moteurs à explosion gazeuse, que l'automobilisme a fait surgir par légions, si l'on ne trouvera pas dans des composés chimiques solides, dans des sortes de poudres, un moyen d'actionner en toute sécurité des moteurs, et si des substances, analogues à celles qui ont si longtemps servi à la destruction, ne serviront pas à leur tour à la production.

Et quand ces moyens nouveaux d'asservissement de l'énergie universelle ne seraient pas directement appliqués à la propulsion des navires, ils ne seraient pas moins pour nous des auxiliaires précieux, s'ils servaient à nous fournir plus rapidement, plus abondamment et à moindres frais, soit les matériaux qui nous sont connus et nécessaires, soit des matériaux encore inconnus, de plus en plus résistants et légers, ou encore à donner une force motrice plus économique à nos chantiers.

Sans vouloir pénétrer dans des domaines voisins, nous pouvons aussi nous demander si le siècle à venir ne verra pas entrer dans la pratique courante les deux modes de locomotion entre lesquels nous sommes placés, la navigation aérienne, la navigation sous-marine?

Tous les progrès réalisés, tous les progrès à venir, à qui sont-ils ou seront-ils dus? A ceux d'abord, sans doute, qui s'occupent plus spécialement des navires. Mais n'oublions pas que chaque art a besoin de matériaux et d'instruments qui sont le produit d'autres arts. N'oublions pas la part considérable et quelquefois prépondérante de découvertes nées à côté de nous, et dont nous faisons une application utile, quelquefois non prévue par l'inventeur; n'oublions pas ceux qui nous procurent les matériaux que nous mettons en œuvre, physiciens, chimistes, métallurgistes, à qui nous sommes toujours pour beaucoup redevables de nos progrès. Enfin, n'oublions pas la part qui

revient dans nos succès au travail manuel, à ces modestes collaborateurs, dont l'habileté et le travail incessant font des plans élaborés par les ingénieurs une imposante réalité, et donnent un corps aux conceptions les plus audacieuses.

Permettez-moi en terminant de me féliciter, moi qui pendant presque toute ma carrière me suis consacré à l'étude d'engins de guerre, de voir réunis dans une œuvre commune de paix et de concorde des hommes éminents, appartenant à des nations très diverses, qui ont pu se combattre, mais non cesser de s'estimer. Peut-être à l'heure actuelle existe-t-il encore entre elles quelques restes de dissentiment : j'espère que notre réunion contribuera pour sa petite part à les effacer, et que nous ne verrons plus de longtemps ces chocs violents, qui font quelquefois briller certaines de nos œuvres, mais qui ralentissent les progrès de l'humanité.

STABILITÉ D'UN PAQUEBOT

APRÈS UN ABORDAGE EN MER,

DISPOSITIONS PROPRES A PRÉVENIR LE CHAVIREMENT,

PAR M. BERTIN,
Directeur du Génie maritime.

I.

Les projets de navires à flottaison cellulaire, dont le premier remonte au printemps de 1870, m'ont conduit maintes fois à considérer les effets de l'envahissement partiel de l'eau sur la stabilité des navires. Cependant la nature assez délicate des résultats et le peu d'importance théorique de mes méthodes de travail m'ont empêché de rien publier à leur sujet, sauf une seule fois, à la suite de la visite à l'Exposition universelle de Chicago, qui me donna l'occasion d'étudier la rapide renaissance de la Marine de guerre des États-Unis. Mes amis du *Navy Department*, qui m'ont ouvert leurs archives avec la plus grande libéralité, n'ont accepté, en retour, que la courte Notice sur l'étude de la stabilité après avaries à l'aide de modèles décomposables, qui a paru dans le Tome II des *Transactions of the Society of naval architects and marine engineers*. Le procédé d'investigation très simple, exposé dans cette Note, est celui qui a servi à toutes mes dernières recherches, avec correction d'une légère erreur dans l'une des courbes tracées, et quelques perfectionnements dus au praticien fort habile qui confectionne à la fois mes modèles et exécute les expériences de stabilité.

Les navires de guerre seuls étaient en jeu, en 1890-1891, dans les expériences de Toulon, dont nos excellents collègues américains avaient entendu vaguement parler au cours de leur séjour en France. Mes recherches, inspirées par des exigences de métier, visaient à l'amélioration des qualités militaires de la flotte; mais les préoccupations générales d'humanité ne leur étaient cependant pas étrangères, car ce serait barbarie pure, le danger du chavirement étant connu, d'accepter comme inévitable pour les siens, et

même de souhaiter à un loyal adversaire, le sort de l'équipage du *Victoria*. Si, en présence des dangers analogues, résultant de l'ouverture d'une brèche dans la muraille d'un paquebot, l'application de la même méthode de mesure de la stabilité conduit à des remèdes d'une efficacité équivalente, pour la marine marchande, le perfectionnement des arts de la guerre aura aidé une fois de plus au progrès industriel, et favorisé, par un retour imprévu, la solution d'un problème philanthropique.

Pour les navires de commerce, l'étude de la stabilité après avaries intéresse spécialement un Congrès international comme le nôtre, voué par essence aux œuvres de paix. Chaque marine de guerre n'a de conseil à prendre que d'elle-même. En faveur des équipages fatalement exposés aux périls de la guerre, à peine pourrions-nous former quelque souhait platonique : celui, par exemple, de voir tous les belligérants accepter, d'un accord unanime, l'extension de la Convention de Genève aux circonstances variées des batailles navales. Le droit des passagers de paquebots à une sécurité plus complète appelle au contraire, sans aucune restriction, notre entière sollicitude. Le Congrès international d'Architecture navale ne sortirait pas de son domaine légitime en formulant un vœu pour l'adoption générale des mesures propres à conjurer les périls croissants de la navigation sur les routes les plus fréquentées; l'exemple donné par les principaux constructeurs ici présents suffirait à assurer la réalisation de ce vœu.

II.

Tout navire gravement endommagé, à la suite d'un abordage ou de tout autre accident de mer, est exposé à s'abîmer dans les flots de trois manières différentes :

1° Il peut, en principe du moins, couler à pic, en s'enfonçant parallèlement à lui-même, sous l'action du poids de l'eau qui l'envahit ajouté à son propre poids.

Ce genre de catastrophe se produirait si l'eau pouvait remplir uniformément le navire sur toute sa longueur et toute sa largeur. Il n'est pas à craindre, en fait, parce que les circonstances produisant le chavirement surgissent bien avant celles qui feraient ainsi couler à pic;

2° Il peut sombrer par l'avant ou par l'arrière, sous l'action du poids de l'eau accumulée à l'une de ses extrémités.

Avant l'adoption des cloisons transversales étanches, l'eau, courant librement vers l'arrière en raison de la différence de tirant d'eau initiale, s'y accumulait, jusqu'au moment où, la poupe étant couverte par la mer, la stabilité longitudinale s'évanouissait; ainsi, j'ai vu sombrer l'*Alabama* au large de Querqueville. Le cloisonnement transversal actuel des coques en fer, pour peu qu'il ait été étudié avec soin, suffit à prémunir entièrement contre ce genre de chavirement ;

3° Il peut chavirer transversalement, par suite de la diminution rapide de stabilité qui résulte de l'invasion de l'eau en grande masse, et surtout de la perforation du bordé extérieur qui modifie la forme de la flottaison. Toute la stabilité repose en effet sur l'étanchéité des onglets de la carène voisins de la flottaison; dès que la mer entre librement dans l'onglet d'un bord, et sort de l'onglet opposé, le chavirement est inévitable.

Telle est la forme sous laquelle se produit aujourd'hui la catastrophe où s'engloutit un navire.

Cette analyse sommaire des diverses manières de périr n'est pas nouvelle, car dès 1872-73, j'avais reconnu, pour le cas d'un croiseur protégé exposé au feu de l'artillerie, que, en dépit des soins apportés au cloisonnement de la tranche cellulaire, le danger de chavirer prime toujours celui de sombrer par l'arrière ou par l'avant, et, *a fortiori*, celui de couler à pic.

L'avarie à laquelle un paquebot est exposé le plus communément consiste en une brèche unique, en général de grande hauteur, régnant à la fois sur la cale et sur les entreponts au-dessus de la flottaison. La simple déchirure du bordé de carène, à la suite du ragage sur un écueil ou de la rupture d'une pièce de machines, peut d'ailleurs avoir des effets aussi graves que le choc de l'étrave d'un navire abordeur, parce que la cale et les entreponts communiquent ensemble par des écoutilles à surbaux peu élevés, rarement isolées par des tambours étanches; une brèche, quelle qu'elle soit, ouvre donc à la mer la totalité d'un grand compartiment transversal.

Il peut arriver que le paquebot, sans être criblé de trous comme un navire de guerre après le combat, ait sa coque ouverte en plusieurs points et sur plusieurs compartiments par les chocs successifs du navire abordeur qui l'a frôlé. Les brèches secondaires, ainsi produites après une brèche principale, sont limitées, le plus souvent, à la région des œuvres mortes.

Soit dans le cas d'une avarie unique, soit dans celui d'avaries multiples, il faut faire une part à des négligences de fermeture des portes étanches, surtout pour les cloisons qui traversent des entreponts habités.

Enfin, il faut tenir compte de ce que les paquebots naviguent dans des conditions de chargement très variables, d'où résultent des conditions de stabilité très différentes. Il est par suite nécessaire d'embrasser, dans une étude des dangers de chavirement, trois états : la pleine charge, le demi-chargement et l'état lège.

La détermination un peu complète des conséquences d'un abordage et la recherche des moyens d'y obvier, sans être aussi difficiles que l'étude de la protection des navires de guerre, ne sont pas, comme on le voit, sans présenter une certaine complication, même quand on se borne à une étude de principe sur un bâtiment unique choisi comme modèle.

Le paquebot pris comme type pour la présente étude est un paquebot à voyageurs de 150^{m} de longueur et de 10 000 tonneaux de déplacement en pleine charge.

Un tel bâtiment est du nombre de ceux qui se rencontrent le plus fréquemment. Il donne assez bien la moyenne entre les navires de 5000 à 10000 tonneaux de la plupart des lignes à long parcours et ceux de 10000 à 20000 tonneaux des grandes lignes transatlantiques.

Les données adoptées pour la stabilité initiale à l'état intact, dans les trois conditions de chargement, sont les suivantes :

TABLEAU I.

		Pleine charge.	Demi-lège.	Lège.
P.	Déplacement	10000^{tx}	8750^{tx}	7500^{tx}
ρ_0.	Rayon métacentrique initial	$3^m,00$	$3^m,35$	$3^m,78$
a.	Distance du centre de G au centre de K.	$2^m,10$	$2^m,75$	$3^m,48$
$\rho_0 - a$.	Hauteur métacentrique initiale	$0^m,90$	$0^m,60$	$0^m,30$

Les trois hauteurs métacentriques précédentes ont été choisies, en considérant que, sur les paquebots en général, les limites extrêmes de $\rho - a$ sont à peu près $1^m,05$ et $0^m,15$ et, d'autre part, que, sur un même navire, la valeur de $\rho - a$ varie au plus dans le rapport de trois à un, quand on passe du plein chargement à l'état lège.

Les hauteurs métacentriques $\rho - a$ correspondant à des angles d'inclinaison θ plus ou moins grands, dans tous les Tableaux qui suivent, sauf exception indiquée, sont comptées au-dessus du centre de gravité G, sur l'axe GK qui joint ce centre au centre de carène K du navire *en équilibre;* la valeur de ρ est donc mesurée du point fixe K au métacentre variable M situé sur GK qui correspond à chaque flottaison particulière.

Dans les conditions initiales du Tableau I et avec une coque présentant la forme transversale habituelle des paquebots, *fig.* 1 et 3, l'expérience d'inclinaison sous de grands angles, faite sur un modèle au centième du bâtiment choisi, conduit aux résultats suivants :

TABLEAU II.

		Pleine charge.	Demi-lège.	Lège.
$\rho_m - a) \sin\theta_m$.	Bras de levier maximum de stabilité	$1^m,37$	$1^m,13$	$0^m,63$
θ_m.	Inclinaison correspondant à ce maximum.	80°	80°	55° et 90°
Θ.	Angle de stabilité statique nulle	Bien au delà de 90°		
φ.	Angle de stabilité dynamique	Un peu au delà de 40°		

L'expérience n'a pas pu atteindre l'angle de chavirement; vers l'inclinaison de 80°, les résultats obtenus sont déjà un peu incertains, mais cela est sans importance. Les chiffres du Tableau II prouvent clairement que la stabilité du paquebot intact est bien assurée dans tous les états de chargement prévus, et que le centre de gravité pourrait même, sans aucun danger de chavirement, être situé plus haut qu'il n'a été supposé. Ces résultats sont d'accord avec les faits d'expérience. On a eu, en effet, des exemples de paque-

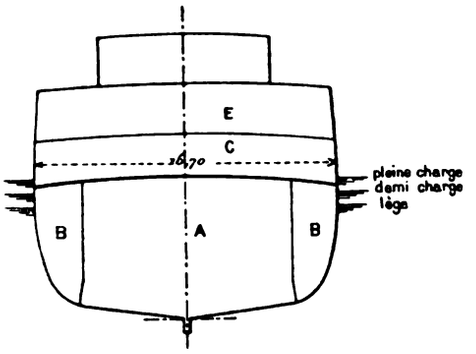
bots naviguant en toute sécurité avec des hauteurs métacentriques initiales $\rho_0 - a$ inférieures à $0^m,30$, à $0^m,15$ et même à zéro. Dans ce dernier cas, on rencontre simplement, au lieu d'une position droite d'équilibre stable, deux positions, sur bâbord et tribord, faisant un petit angle i avec la position droite.

Les hauteurs métacentriques initiales très faibles ou négatives deviennent dangereuses seulement en cas d'avarie du navire.

III.

Supposons maintenant qu'une brèche ouvre à la mer l'une des tranches comprises entre deux cloisons transversales : celle, par exemple, dont la section est représentée *fig.* 1, et qui renferme un groupe de chaudières; la

Fig. 1.



A. — Chaufferie.
B, B'. — Charbon.
E. — Premier entrepont.
C. — Deuxième entrepont.

longueur de cette tranche est de $15^m,60$. L'envahissement de l'eau, dans la cale et les deux entreponts, produira les trois effets suivants :

1° Dans les fonds, une grande surimmersion, jointe à un abaissement du centre de gravité, avec modification de la courbe de stabilité sous les angles d'inclinaison finis qui correspond au nouveau tirant d'eau.

La mer remplit totalement le compartiment central A, d'une capacité estimée à 1100^{mc}, sauf le volume d'encombrement des chaudières estimé à 420^{mc}, soit, par différence, 680^{mc}. Elle remplit également les deux soutes à charbon alimentaires B, B', dont nous supposons les portes ouvertes, à l'exception du volume d'encombrement du charbon. Nous considérons les soutes comme pleines de charbon sur le navire en charge, aux trois quarts pleines sur le navire demi-lège, et à moitié pleines sur le navire lège; nous supposerons, de plus, que l'eau introduite dans les interstices du charbon occupe le tiers du volume de la partie remplie;

2° Dans le deuxième entrepont C, où règnent les mêmes cloisons transversales que dans la cale, petite surimmersion avec diminution de la valeur de ρ initiale, et de toutes les valeurs de ρ correspondant à diverses inclinaisons.

Nous supposerons l'envahissement limité aux mêmes cloisons transversales que dans la cale, les portes étanches étant fermées. Nous négligerons le volume d'encombrement des objets renfermés dans le compartiment C, qui est consacré généralement au couchage des passagers de troisième classe;

3° Dans le premier entrepont E et les roufles, pas de surimmersion, ni de changement de la hauteur métacentrique initiale, mais une très grande diminution des valeurs de ρ correspondant aux grandes inclinaisons.

Ces compartiments, où ne se trouve aucune cloison étanche, sauf quelquefois à l'extrémité avant, s'ouvrent à la mer librement, d'un bout du navire à l'autre, dès qu'il y a brèche, et ils ne concourent plus à la stabilité. L'encombrement des objets qu'ils renferment est négligeable. Il serait impossible de tenir compte des obstacles temporaires et peu efficaces, que les cloisons de chambres présentent contre l'envahissement de l'eau.

Le modèle a été disposé de manière à représenter la situation telle qu'elle vient d'être définie. Les résultats des expériences d'inclinaison sont donnés complètement sur les figures des *Pl. I* et *II*. Les données concernant le danger de chavirer se trouvent résumées dans le Tableau III, où tous les angles sont comptés à partir de la position du navire droit, pour le cas du navire lège donnant lieu à une bande d'équilibre, aussi bien que pour les deux autres états de chargement.

TABLEAU III.

	Pleine charge.	Demi-lège.	Lège.
$\rho_0 - a$. Hauteur métacentrique initiale.....	$0^m,76$	$0^m,25$	$-0^m,13$
$(\rho_m - a)\sin\theta_m$. Bras de levier maximum de stabilité (1).	$0^m,26$	$0^m,21$	$0^m,14$
θ_m. Inclinaison correspondant à ce maximum (2).....	23°	26°	30°
Θ. Angle de stabilité statique nulle.....	47°	45°	40° $\frac{1}{2}$
Φ. Angle de stabilité dynamique.....	12° $\frac{1}{2}$	15° $\frac{1}{2}$	11°
φ. Même angle rapporté au navire intact..	12°	14°	12°

Le navire lège, qui est en équilibre instable dans la position droite, se trouve en équilibre stable sous la bande i de 12°, avec une hauteur métacentrique $\rho_i - a$ égale à $+0^m,21$. En partant de cette position d'équilibre, l'inclinaison θ_m se réduit à 18°, et l'angle de chavirement Θ est de 29° seulement.

Sauf le cas de grand mauvais temps, le navire ne se trouve en situation très périlleuse, dans aucun des trois états de chargement du Tableau III, bien que

(1) Obtenu en divisant le moment maximum de stabilité relevé dans l'expérience du modèle par le déplacement de 10000^{kg}, de 8750^{kg}, de 7500^{kg}, selon l'état de chargement, sans tenir compte du poids d'eau introduit à bord.

(2) Plus clairement : « inclinaison correspondant au maximum de moment de stabilité ».

la marge de sécurité soit faible à l'état lège. Rappelons que ce Tableau suppose :

Les avaries limitées à un compartiment transversal,

L'envahissement de l'eau symétrique sur les deux bords,

Les portes étanches de l'entrepont C fermées.

Les deux dernières de ces conditions, absolument indispensables, comme nous le verrons plus loin, se réalisent rarement au milieu de la confusion qui suit un abordage. On citerait peu de cas de navires, même en pleine charge et avec une forte hauteur métacentrique positive initiale, qui ne se soient pas mis immédiatement à la bande après un abordage. On a vu trop souvent, au contraire, l'envahissement de l'eau gagner les compartiments intacts, par les portes des cloisons étanches.

Cherchons maintenant ce que devient le Tableau III, quand la mer envahit seulement l'un des deux compartiments latéraux de la cale B, le compartiment B′, opposé à la brèche, restant étanche. Il y a toujours alors une bande d'équilibre i, à partir de laquelle nous compterons toutes les inclinaisons, ainsi qu'il est dit plus haut. Le Tableau IV s'applique à ces nouvelles conditions, ainsi que les courbes IV des *Pl. I* et *II*.

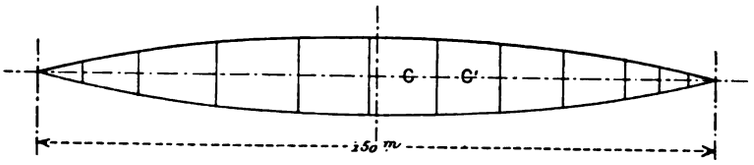
TABLEAU IV.

		Pleine charge.	Demi-lège.	Lège.
i.	Bande d'équilibre.....	3°	8°	17°
$\rho_i - a$.	Hauteur métacentrique initiale.....	0m,79	0m,58	0m,54
$\rho_m - a)\sin\theta_m$.	Bras de levier maximum de stabilité....	0m,23	0m,19	0m,13
θ_m.	Inclinaison correspondant à ce maximum.	21°	18°	14°
θ.	Angle de stabilité statique nulle.....	43° ½	37°	23° ½
Φ.	Angle de stabilité dynamique.....	11°	10° ½	7° ½
φ.	Même angle rapporté au navire intact...	10° ½	9°	6° ½

La situation a empiré et présente, pour le navire lège, des dangers que révélerait d'ailleurs, aux hommes du bord, une bande d'équilibre de 17°. La stabilité devient si faible, vers 20° d'inclinaison, que la pression du vent suffirait à faire chavirer, dans des coups de roulis n'ayant rien de très anormal.

Il nous reste à ajouter, à l'effet des avaries précédentes, celui que produit

Fig. 2.



l'ouverture d'une porte étanche du deuxième entrepont. Nous supposerons donc qu'au compartiment C, ouvert à la mer dans le cas des Tableaux III et IV, se joint le compartiment voisin C′, ainsi qu'il est représenté *fig.* 2.

Dans cette nouvelle situation, l'état du navire, sous le rapport de la stabilité et des dangers de chavirement, est indiqué par le Tableau V.

TABLEAU V.

	Pleine charge.	Demi-lège.	Lège.
i. Bande d'équilibre	$7^\circ\frac{1}{2}$	14°	$25^\circ\frac{1}{2}$
$\rho_i - a$. Hauteur métacentrique initiale	$0^m,47$	$0^m,33$	$0^m,46$
$(\rho_m - a)\sin\theta_m$. Bras de levier maximum de stabilité	$0^m,11$	$0^m,06$	$0^m,02$
θ_m. Inclinaison correspondant à ce maximum.	13°	$10^\circ\frac{1}{2}$	4°
Θ. Angle de stabilité statique nulle	27°	$19^\circ\frac{1}{2}$	7°
Φ. Angle de stabilité dynamique	7°	6°	$1^\circ\frac{1}{2}$
φ. Même angle rapporté au navire intact	6°	4°	1°

Cette fois, la situation est nette, du moins pour le bâtiment lège, même en laissant de côté toute considération de stabilité dynamique. Un navire couché sous une bande de 25°, qui trouve à 7° plus loin sa position de chavirement, est un navire perdu, même par calme plat.

Les avaries prévues n'ayant rien que de très réalisable, les Tableaux III, IV, V expliquent bien comment les garanties de sécurité, assurées par le cloisonnement actuel des paquebots à voyageurs, sont insuffisantes, ainsi qu'il a été malheureusement constaté à maintes reprises.

Il nous reste à rechercher les moyens de parer aux dangers, dont nous avons analysé les causes, et à étudier leur efficacité.

Nous écarterons, comme inefficaces, les systèmes de défenses extérieures qui peuvent être imaginés pour protéger la coque. Des guirlandes métalliques de grande largeur rendraient d'ailleurs impossible, au roulis, le service des embarcations qu'il importe de faciliter, au contraire, autant que possible, tant de la part de l'abordeur que de la part de l'abordé. Nous nous bornerons à étudier un système de cloisonnement intérieur qui assure la sécurité sans rien compromettre, ni des commodités du logement, ni des exigences du service à bord, et sans imposer de dépenses élevées de premier établissement.

IV.

Avant d'aborder l'étude du cloisonnement complémentaire indispensable, il convient tout d'abord de rechercher tout ce qui peut, sans grande modification, accroître l'efficacité du cloisonnement actuel.

Les cloisons transversales sont, dès à présent, aussi multipliées que les nécessités du service le permettent. On les fait monter, en général, aussi haut qu'on le peut, en sachant bien que, dans les entreponts habités, elles seront percées de portes toujours ouvertes au moment critique. Nous supposerons donc conservé, sans aucun changement, le cloisonnement transversal du bâtiment choisi comme sujet d'étude.

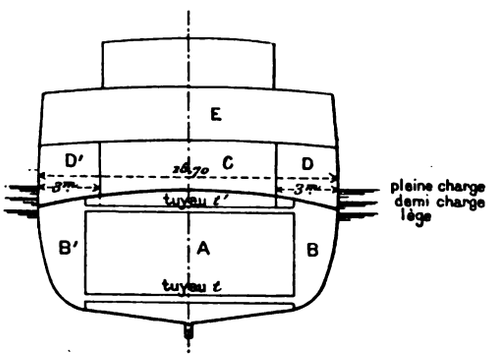
Restent le cloisonnement longitudinal et le cloisonnement horizontal.

Dans le sens longitudinal, nous trouvons les deux cloisons des soutes à charbon, qui isolent du bordé de carène les chambres des chaudières, et que l'on prolonge, toutes les fois qu'il est possible, par le travers des machines, afin d'étendre leur protection à tout l'appareil moteur et évaporatoire.

La protection des appareils de propulsion du navire, et de ses compartiments de grande capacité, a presque toujours été la grande préoccupation des inventeurs. Aussi les mesures de sécurité proposées consistent-elles, en général, dans l'extension des doubles bordés et l'établissement de cloisons latérales plus développées; je citerai comme exemple une proposition de M. Duchesne à la Société des Ingénieurs civils, dans une séance à laquelle j'assistais. D'après ce que nous avons vu plus haut, les mesures de ce genre peuvent accroître les dangers, au point de vue de la stabilité, et elles exigent une étude préalable minutieuse. Le remplissage d'un compartiment étanche en abord, d'un côté du navire seulement, produit en effet une bande initiale dont l'effet pernicieux ressort de la comparaison des Tableaux III et IV.

Quand les compartiments du centre, tels que A (*fig.* 1) sont protégés par des soutes latérales étanches telles que B, B′, il convient, pour balancer l'introduction de l'eau sur les deux bords, de faire communiquer entre eux B et B′ par un tuyautage traversant A. Deux tuyaux sont nécessaires à cet effet, l'un *t* en bas, mais au-dessus de l'amas de poussier du fond de la soute, pour le passage de l'eau (*fig.* 3), l'autre *t′* en haut, pour le passage de l'air. Nous

Fig. 3.



C. — Deuxième entrepont.
E. — Premier entrepont.

supposerons désormais les deux tuyaux *t* et *t′* établis sur le navire que nous étudions.

Afin d'éviter le retour d'une erreur que j'ai vu commettre par inadvertance, je ferai remarquer que les tuyaux *t* et *t′* n'ont d'autre effet que celui de prévenir la bande, et qu'ils n'ont pas d'action directe sur la stabilité de l'équilibre initial. Ainsi, entre les deux compartiments D, D′ de la *fig.* 3,

dont le remplissage n'introduit qu'un faible poids d'eau en abord sur le navire droit, et modifie surtout le contour de la flottaison, des tuyaux de communication n'auraient aucune utilité.

La bande résultant de l'envahissement dissymétrique de la cale serait particulièrement dangereuse, si nous considérions un navire à deux hélices présentant, dans la partie avariée, une seule cloison longitudinale au centre, sans compartiments latéraux B, B'. L'expérience d'inclinaison du modèle n'a pas été faite dans ces conditions; mais il n'est pas douteux qu'avec tout un côté de la cale rempli, au lieu du seul compartiment B, les autres conditions d'avaries étant les mêmes que celles prévues au Tableau IV, le navire serait en perdition. Sur les paquebots à deux hélices, les deux chambres de machines devant être isolées l'une de l'autre, le tuyautage *tt'* devra mettre chacune d'elles en communication avec des compartiments latéraux disposés à cet effet, le plus souvent sur l'avant ou sur l'arrière des chambres des machines.

Si maintenant nous passons à l'étude du cloisonnement horizontal, nous voyons de suite qu'il suffit d'entourer toutes les écoutilles du pont inférieur de tambours étanches, sur toute la hauteur du deuxième entrepont, pour avoir une cloison complète séparant les hauts et les fonds.

L'utilité de la cloison horizontale étanche se manifeste surtout quand les avaries sont limitées à l'une des deux régions qu'elle sépare, les hauts et les fonds. Un bâtiment, qui a déchiré sur un écueil le bordé d'un grand compartiment ou de plusieurs compartiments transversaux, est exposé soit à rester cloué au rocher par son poids, soit à couler à pic, après avoir franchi l'écueil; la cloison horizontale, sauvegardant ici la flottabilité plus menacée que la stabilité, peut parer à ce double danger. Un paquebot abordé par un voilier à étrave saillante, et ouvert dans les œuvres mortes seulement, est complètement mis à l'abri, par le pont étanche, de l'invasion de l'eau dans les chambres des machines et des chaudières, et garde ainsi tous ses moyens de propulsion.

Nous supposerons, dans tout ce qui suit, que le pont situé au-dessus de la cale est disposé de manière à former cloison horizontale étanche, comme seconde mesure de précaution s'ajoutant à celle relative au cloisonnement longitudinal. Il est à noter de suite que l'ensemble des cloisons horizontales et longitudinales isole les grands compartiments A de la cale, à la fois des soutes latérales B et de l'entrepont C, de telle sorte que A est complètement à l'abri de la mer en cas d'abordage, quelle que soit l'étendue des brèches.

L'efficacité du cloisonnement horizontal peut être accrue par l'adoption d'une forme bombée faisant descendre le livet en abord, un peu comme pour le pont protecteur des croiseurs. En cas d'avaries dans la carène, le volume d'eau introduit dans les deux soutes latérales B, B', et, par suite, la surimmersion du navire sont diminués, et, ce qui est plus important, en cas d'abordage ouvrant le bordé de l'accastillage, les chances sont augmentées pour

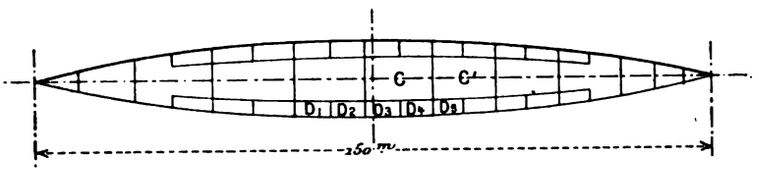
que la brèche ne s'étende pas à la région de la cale et pour que les deux compartiments B, B' restent à l'abri de l'envahissement de l'eau.

Dans toutes les expériences d'inclinaison du modèle, avec adoption des mesures conservatrices de la stabilité, le pont protecteur a la forme représentée *fig.* 3.

Bien que les conditions de stabilité soient assez fortement améliorées par les modifications précédentes, le danger de chavirement ne se trouve pas encore écarté. Il est donc inutile de nous arrêter aux expériences de modèle correspondant à ces conditions. Nous supposerons de suite que le navire a reçu le complément de protection nécessaire pour donner les garanties demandées. Le modèle étant disposé en conséquence, les expériences d'inclinaison faites sur lui, dans ces conditions, s'étendent d'ailleurs approximativement au cas où les avaries annulent tout l'effet du nouveau compartimentage qu'il nous reste à considérer.

Le moyen de compléter la protection de la stabilité, contre l'effet destructeur des brèches à la flottaison, a été naturellement suggéré par la solution adoptée sur les navires de guerre, dans des conditions analogues. Il consiste à cloisonner convenablement l'entrepont situé à la hauteur de la flottaison. Comme les brèches à prévoir sont moins nombreuses et beaucoup moins profondes, le problème de la protection est infiniment plus simple, d'ailleurs, que pour les navires de guerre, ce qui permet de sauvegarder les convenances ou les nécessités concernant l'arrimage du chargement et le logement des passagers. Le cloisonnement, auquel correspondaient les blocs démontables du modèle d'expérience, est représenté *fig.* 4; il suppose uniquement l'addi-

Fig. 4.



tion, dans le deuxième entrepont, de deux cloisons régnant à 3m de distance des murailles sur la plus grande partie de la longueur du paquebot, avec de petites cloisons transversales divisant en deux parties égales chacun des compartiments latéraux ainsi formés.

Il y avait, dans le modèle, cinq blocs démontables, D_1, D_2, D_3, D_4, D_5, qui ont été retirés successivement, mais nous nous bornerons, pour plus de simplicité, aux résultats obtenus avec un, trois, cinq blocs enlevés. Pour classer les effets des remèdes par ordre d'efficacité, de même que nous avons classé plus haut les avaries par ordre de gravité, nous supposerons d'abord cinq compartiments crevés, puis trois, puis un seul, dans chaque série d'expériences.

La supposition de plus de deux compartiments latéraux crevés n'est appli-

cable qu'au cas très rare d'abordage suivi de ragage prolongé; elle a été surtout adoptée en vue de donner à l'étude toute sa généralité. De plus, nous n'avons pas tenu compte de l'encombrement des matières logées en D; or cet encombrement atteindra une fraction très notable de la capacité, si l'on donne aux compartiments D la destination de soutes à bagages et à marchandises, comme nous le supposons.

L'effet des moyens de préservation adoptés est donc certainement plus grand que nos hypothèses ne le supposent; la stabilité du navire lui-même sera très supérieure, après avaries, à ce que vont indiquer les expériences du modèle.

Les expériences comprennent deux séries, l'une avec envahissement par l'eau des deux compartiments B et B', la seconde en supposant l'effet des brèches limité au deuxième entrepont. En opérant pour les trois états de chargement, il y a eu, dans les deux séries, trente expériences d'inclinaison du modèle, sur lesquelles dix-huit seulement figurent dans les Tableaux suivants et sur les courbes des *Pl. I* et *II*.

Prenons d'abord le cas où les soutes latérales de la cale B et B' sont pleines d'eau.

TABLEAU VI (D_1, D_2, D_3, D_4, D_5 envahis).

	Pleine charge.	Demi-lège.	Lège.
i. Bande d'équilibre	$8^\circ \frac{1}{2}$	$16^\circ \frac{1}{2}$	Le paquebot est en équilibre instable.
$\rho_i - a$. Hauteur métacentrique initiale	$0^m,58$	$0^m,38$	
$(\rho_m - a) \sin \theta_m$. Bras de levier maximum de stabilité	$0^m,20$	$0^m,05$	
θ_m. Inclinaison correspondant à ce maximum.	$16^\circ \frac{1}{2}$	$10^\circ \frac{1}{2}$	
Θ. Angle de stabilité statique nulle	$30^\circ \frac{1}{2}$	$19^\circ \frac{1}{2}$	
Φ. Angle de stabilité dynamique	$8^\circ \frac{1}{2}$	$5^\circ \frac{1}{2}$	
φ. Même angle rapporté au navire intact	7°	$4^\circ \frac{1}{2}$	

TABLEAU VII (D_1, D_3, D_5 envahis).

	Pleine charge.	Demi-lège.	Lège.
i. Bande d'équilibre	$4^\circ \frac{1}{2}$	$3^\circ \frac{1}{2}$	25°
$\rho_i - a$. Hauteur métacentrique initiale	$0^m,70$	$0^m,23$	$0^m,39$
$(\rho_m - a) \sin \theta_m$. Bras de levier maximum de stabilité	$0^m,22$	$0^m,16$	$0^m,02$
θ_m. Inclinaison correspondant à ce maximum.	21°	$24^\circ \frac{1}{2}$	$4^\circ \frac{1}{2}$
Θ. Angle de stabilité statique nulle	51°	$38^\circ \frac{1}{2}$	$8^\circ \frac{1}{2}$
Φ. Angle de stabilité dynamique	11°	$14^\circ \frac{1}{2}$	$2^\circ \frac{1}{2}$
φ. Même angle rapporté au navire intact	10°	$11^\circ \frac{1}{2}$	2°

TABLEAU VIII (D_1 seul envahi).

	Pleine charge.	Demi-lège.	Lège.
i. Bande d'équilibre.....	1°	$\frac{1}{2}$ degré	11° $\frac{1}{2}$
$\rho_i - a$. Hauteur métacentrique initiale..... ..	0m,85	0m,47	0m,41
$(\rho_m - a) \sin \theta_m$. Bras de levier maximum de stabilité....	0m,32	0m,27	0m,14
θ_m. Inclinaison correspondant à ce maximum.	24°	28° $\frac{1}{2}$	19°
Θ. Angle de stabilité statique nulle.....	49° $\frac{1}{2}$	44°	30°
Φ. Angle de stabilité dynamique.....	13°	17°	11°
φ. Même angle rapporté au navire intact...	13°	15° $\frac{1}{2}$	12° $\frac{1}{2}$

Dans les conditions du Tableau VI, le bâtiment est perdu; il est tout au moins très compromis, même à l'état de demi-chargement. Il était facile de prévoir ce résultat, puisque les avaries détruisent presque entièrement l'effet des nouvelles cloisons, et qu'elles s'étendent à trois des grandes tranches transversales du navire dans le deuxième entrepont, alors qu'elles en atteignaient seulement deux, dans le Tableau V. Les expériences conduisant au Tableau VI ont été faites dans le but unique d'étendre les résultats obtenus au delà des cas d'avaries probables.

Dans les conditions du Tableau VII, la sécurité, bien garantie avec demi-chargement, ne l'est plus à l'état entièrement lège. La situation du paquebot est, dans tous les états, très améliorée par rapport à celle du Tableau V; or il faut remarquer que le Tableau VII suppose trois brèches, tandis que le Tableau V en suppose seulement deux. De plus, comme les compartiments D doivent être, dans la réalité, remplis d'objets encombrants, dont les expériences ne tiennent pas compte, l'effet de brèches intéressant, soit deux, soit même trois compartiments D_1, D_2, D_3, est représenté en réalité par le Tableau VIII; l'encombrement de colis bien arrimés s'élève facilement, en effet, aux deux tiers de la capacité, et, au point de vue des mouvements d'eau intéressant la stabilité, l'imbibition des colis est négligeable.

Dans les conditions du Tableau VIII, qui seront pratiquement celles du paquebot après abordage, même lorsqu'une cloison transversale aura été déchirée en D, la sécurité peut être regardée comme assurée dans tous les états de chargement. Tout au plus, la manœuvre du bâtiment entièrement lège exigera-t-elle encore une certaine prudence.

La situation se trouve très notablement améliorée, si nous supposons que l'abaissement du pont protecteur en abord ait produit l'effet cherché, c'est-à-dire que les brèches s'arrêtent au-dessus de ce pont. Les deux entreponts C et E sont alors seuls envahis, les soutes latérales B et B′ restant étanches.

Les expériences, faites sur le modèle disposé pour représenter ces nouvelles conditions, ont conduit aux résultats suivants, pour tous les états d'avaries prévus dans les Tableaux VI, VII, VIII :

TABLEAU IX (D_1, D_2, D_3, D_4, D_5 envahis).

	Pleine charge.	Demi-lège.	Lège.
i. Bande d'équilibre	9°	11° ½	0°
$\rho_i - a$. Hauteur métacentrique initiale	0m,51	0m,21	0m,30
$(\rho_m - a)\sin\theta_m$. Bras de levier maximum de stabilité	0m.12	0m.08	0m.02
θ_m. Inclinaison correspondant à ce maximum	15°	17°	4°
Θ. Angle de stabilité statique nulle	31°	27°	9°
Φ. Angle de stabilité dynamique	8° ½	9°	2°
φ. Même angle rapporté au navire intact	7°	7°	2°

TABLEAU X (D_1, D_2, D_3 envahis).

	Pleine charge.	Demi-lège.	Lège.
i. Bande d'équilibre	4° ½	3°	0°
$\rho_i - a$. Hauteur métacentrique initiale	0m.63	0m.28	0m.30
$(\rho_m - a)\sin\theta_m$. Bras de levier maximum de stabilité	0m.22	0m.19	0m.09
θ_m. Inclinaison correspondant à ce maximum	21° ½	25°	30°
Θ. Angle de stabilité statique nulle	42°	21° ½	39° ½
Φ. Angle de stabilité dynamique	11° ½	15°	20° ½
φ. Même angle rapporté au navire intact	10° ½	12° ½	12°

TABLEAU XI (D_1 seul envahi).

	Pleine charge.	Demi-lège.	Lège.
i. Bande d'équilibre	1°	1°	0°
$\rho_i - a$. Hauteur métacentrique initiale	0m.84	0m.49	0m.30
$(\rho_m - a)\sin\theta_m$. Bras de levier maximum de stabilité	0m.32	0m.30	0m.21
θ_m. Inclinaison correspondant à ce maximum	26° ½	28° ½	30° ½
Θ. Angle de stabilité statique nulle	50° ½	48° ½	45°
Φ. Angle de stabilité dynamique	14°	16° ½	19° ½
φ. Même angle rapporté au navire intact	15° ½	16°	17° ½

Si nous appliquons à ces Tableaux les remarques faites au sujet des Tableaux VI, VII et VIII, nous trouvons que le paquebot s'y présente dans des conditions de sécurité rassurantes.

Il reste à faire une dernière observation, qui a son importance, au sujet de l'efficacité des mesures de préservation proposées, telles qu'on les trouve exprimées par les deux séries de Tableaux précédentes.

Il n'a jamais été question, dans tout ce qui précède, de la flottabilité, dont l'étude a longtemps pris à tort la place qui convient à l'étude de la stabilité, mais dont le rôle n'est pas cependant négligeable, lorsque, sous le nom de *flottabilité*, on considère la surimmersion. Or l'envahissement du compar-

timent central de la cale A, dont le cloisonnement préserve le paquebot, produirait une augmentation de tirant d'eau, qui serait de $0^m,38$ au moins.

L'envahissement des compartiments latéraux B et B', dont la forme du pont protecteur met à l'abri dans les Tableaux IX, X et XI, porterait l'augmentation de tirant d'eau, dans le cas du Tableau V, à $0^m,45$ ou $0^m,50$. A cet enfoncement du navire tout entier, qui immerge la brèche produite dans la position droite, s'en ajoute un second, du côté de l'avarie, qui est dû à la bande d'équilibre et qui est encore plus grave. En effet, sur le Tableau V, en nous en tenant à l'état demi-lège, nous trouvons une bande de 14°, alors que, d'après les Tableaux IX, X, XI, nous nous sommes assurés que la bande d'équilibre, nulle à l'état lège, ne dépassera pas pratiquement $3^\circ\frac{1}{2}$; sur le Tableau VIII, la bande est aussi de $3^\circ\frac{1}{2}$ seulement, pour l'état demi-lège. Le système de cloisonnement adopté diminue donc de 10°, en nombres ronds, la bande d'équilibre du paquebot après avaries, ce qui fait remonter le bord inférieur de la brèche d'une hauteur de $1^m,40$ par rapport à la flottaison.

Le relèvement total de la brèche dû à ces deux causes, qui est de $1^m,78$ au moins par rapport à la surface de la mer, présente l'avantage capital de tenir le pont supérieur de l'entrepont cloisonné hors de l'eau, et la muraille de l'entrepont supérieur E assez haut et assez à l'abri de la mer, pour qu'il soit possible d'y tamponner rapidement la brèche par des moyens de fortune. Dès lors, l'entrepont E peut concourir à la stabilité du bâtiment avarié.

Les conditions de sécurité où le système de cloisonnement place le navire, lorsqu'il permet d'aveugler la voie d'eau dans l'entrepont E, ont été étudiées, comparativement à celles indiquées par le Tableau V pour le navire non protégé, et par le Tableau VII pour le navire protégé, mais avec le deuxième entrepont ouvert. A cet effet, le modèle a été disposé avec les hauts intacts, les deux soutes latérales B, B' ouvertes, et les trois compartiments D_1, D_2, D_3 crevés. Les résultats des expériences d'inclinaison sont donnés dans le Tableau XII.

TABLEAU XII (D_1, D_2, D_3 envahis).

	Pleine charge.	Demi-lège.	Lège.
i. Bande d'équilibre	$4^\circ\frac{1}{2}$	$3^\circ\frac{1}{2}$	23°
$\rho_i - a$. Hauteur métacentrique initiale	$0^m,70$	$0^m,23$	$0^m,55$
$(\rho_m - a)\sin\theta_m$. Bras de levier maximum de stabilité	$1^m,35$	$0^m,88$	$0^m,75$
θ_m. Inclinaison correspondant à ce maximum.	76°	65°	60°
Θ. Angle de stabilité statique nulle	Bien au delà de 90°		
Φ. Angle de stabilité dynamique	Un peu au delà de 40°		
φ. Même angle rapporté au navire intact	Un peu au delà de 40°		

A l'état de pleine charge et de demi-chargement, la sécurité est aussi complète qu'avant l'abordage.

Tenant compte de ce qui a été dit plus haut sur le remplissage des com-

partiments D, la sécurité est satisfaisante, même sur le navire entièrement lège, et tout danger de chavirement est écarté.

V.

En abordant une étude comme celle-ci, qui conduisait nécessairement à accepter certaines dérogations aux habitudes reçues dans la distribution de l'espace à bord des paquebots, je me suis proposé, avant tout, de rester dans le champ des solutions pratiques. Je me suis donné pour règle d'éviter toute complication d'emménagement, toute gêne de service et même toute dépense sérieuse ou tout retard de construction. Il reste à indiquer comment ces conditions paraissent remplies.

La forme donnée au pont protecteur ne change pas la hauteur de la cale dans la région médiane et ne réduit en rien la hauteur disponible pour le logement des chaudières et des machines. La capacité des soutes à charbon alimentaires est trop peu diminuée pour qu'il y ait lieu de tenir compte du changement; l'affectation au charbon d'un des compartiments D suffira d'ailleurs pour compenser la réduction de la soute B au point de vue de l'approvisionnement total de combustible.

L'établissement de tambours étanches autour des écoutilles, sur toute la hauteur du deuxième entrepont C, n'introduit aucune gêne, parce qu'il n'y a jamais de mouvement direct, ni de personnel, ni de matériel, entre cet entrepont et la cale. Il existe du reste déjà des tambours pour isoler les principaux passages, ceux qui conduisent aux machines et aux chambres de chauffe. La seule complication résultera de la nécessité de doter l'entrepont E de petits panneaux de chargement particuliers.

Il pourrait sembler, à première vue, que les cloisons complémentaires ajoutées dans l'entrepont E rendent les tambours inutiles. Il est certain que les écoutilles se trouvent deux fois protégées contre la mer : par leurs tambours d'abord, ensuite par les cloisons qui les enveloppent d'un entourage complet. Les tambours sont cependant indispensables, parce qu'ils n'ont pas de portes comme les cloisons, et qu'il faut toujours se défier d'une porte ouverte ou mal fermée.

L'établissement de la tranche cellulaire, qui, sur un paquebot, s'appellerait plus justement l'*entrepont cloisonné*, entraîne quelques changements dans la destination des locaux. Il paraît possible de compenser, entre eux, les inconvénients et les avantages qui en résultent pour le service.

Sur un paquebot à voyageurs de 10000 tonneaux, tel que celui choisi pour sujet d'études, le deuxième entrepont est consacré, presque en entier, au logement des passagers de troisième classe, qui sont une clientèle importante des Compagnies de navigation. Les emménagements des *fig.* 1 et 2 permettent d'établir, dans cet entrepont, 1800 couchettes sur deux hauteurs. La disposition des *fig.* 3 et 4 enlève 230 couchettes doubles, en même temps qu'elle

isole, sur les ailes, un volume de 1250^{mc}. Il faut loger les passagers ailleurs, et utiliser autrement l'espace enlevé.

L'éclairage électrique, actuellement d'un usage général, et les moyens de ventilation artificielle dont on dispose à bord permettent d'établir, sur un faux pont à l'avant, des logements de passagers plus confortables et plus salubres que ceux abandonnés dans le deuxième entrepont. Le voisinage de la cheminée avant rendrait facile, en particulier, l'établissement de l'appel continu d'air vicié, qui a été autrefois si favorable à l'hygiène sur les transports de l'État, et auquel on a plus d'une fois songé sur les paquebots. Le volume à enlever aux cales de chargement avant, pour établir 230 couchettes doubles, serait de 1150^{mc}.

Les compartiments latéraux D du deuxième entrepont fourniront des soutes à bagages commodes et même des soutes à marchandises très accessibles, pour colis de dimension modérée. La cale de chargement arrière et l'étage inférieur de la cale avant logeront facilement tous les colis de grande dimension. La pente du pont protecteur en abord a été limitée de manière à ne pas trop gêner la manipulation des colis dans les compartiments D; sans cette considération, le pont aurait été envoyé plus bas en abord. Les soutes D pourront recevoir des portes à doubles ventaux qui auront besoin d'être très solidement tenues, plutôt que parfaitement étanches.

Il n'y a qu'un mot à dire du prix de revient des installations proposées, qui ne grèverait pas, d'une manière appréciable, une construction neuve et apparaîtrait même à peine dans une refonte de la coque. Il s'agit, au plus, d'une trentaine de tonnes de cloisons, tant longitudinales que transversales, d'une dizaine de tonnes de tambours et consolidations diverses et de quelques tuyaux. La dépense n'atteindrait pas 100000^{fr}. Les moyens d'écoulement d'eau, tant à la mer qu'à la cale, et les appareils de pompage auraient sans doute besoin de quelques améliorations, mais c'est une dépense utile, même en l'absence du système de cloisonnement proposé.

Il y a moins encore à s'arrêter au prix des études préparatoires et au délai qu'elles peuvent entraîner. Le présent travail, entrepris à la fin de mars, a été terminé avant le 1er juin; il a occupé pendant deux mois un ouvrier modeleur et un dessinateur, habitués depuis longtemps, il est vrai, à ce genre d'études. Les méthodes de calcul pour les carènes inclinées ont été tellement perfectionnées, depuis quelques années, qu'il serait possible aujourd'hui de se dispenser de confectionner un modèle; mais il n'en résulterait d'économie, ni comme temps, ni comme prix. La méthode expérimentale, qui ne laisse place à aucune erreur possible, semble d'ailleurs très préférable, pour des recherches où la vie humaine est en jeu.

En résumé, on ne rencontre ni difficulté, ni cause de retard de construction, ni dépense pouvant faire reculer les chantiers installés sur le pied de la plus stricte économie. En faveur de l'adoption, on trouve, outre des motifs d'humanité qui priment tout, l'espérance d'un succès financier. Il ne serait

pas impossible, en effet, que l'affluence des passagers et l'abaissement du taux d'assurance, la grandeur des intérêts en jeu étant connue et appréciée, ne fussent la récompense bien méritée des Compagnies qui, sous une inspiration plus haute, prendront les premières l'initiative de garantir leurs paquebots contre l'effet désastreux des abordages en mer.

NOTE

SUR UNE

APPLICATION DE LA THÉORIE DE LA STABILITÉ

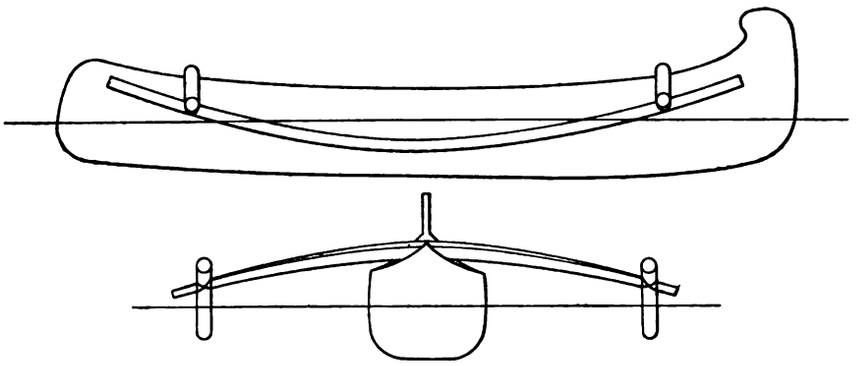
A ANGLES FINIS,

PAR M. VAN MEERTEN,
Ingénieur de la Marine néerlandaise.

Chacun connaît ou a entendu parler du système qu'emploient les peuples polynésiens pour augmenter la stabilité de leurs fragiles navires. « Leurs pirogues, ainsi s'exprime M. le capitaine de frégate E. Guyou dans sa *Théorie du navire,* considérées isolément, sont tellement instables qu'elles peuvent à peine transporter avec sécurité des hommes assis au fond, tandis que munies de leurs bambous placés à la hauteur de la flottaison, et à une certaine distance de l'axe, elles deviennent assez stables pour porter la voile. » Je n'ai rien à ajouter à cette description, sauf que je crois que l'auteur a eu tort de les considérer seulement au point de vue de la stabilité initiale, parce que, si l'on fait attention à quelques points de détail, on remarquera que les architectes et constructeurs navals polynésiens ont parfaitement bien senti la nécessité d'augmenter, non seulement la stabilité métacentrique, mais aussi celle à angles finis. Le moyen pour arriver à ce but est aussi simple qu'ingénieux. Avant d'appliquer les balanciers de bambou, nommés *katéers,* on leur donne une assez forte courbure : une courbure telle que le bambou puisse la supporter impunément. Je prie de se reporter au croquis ci-contre d'un praou muni de ses katéers. L'architecte naval ne manquera pas de remarquer que l'angle dont le navire pourra s'incliner, avant que le katéer d'immersion soit tout à fait submergé et celui d'émersion tout à fait sorti de l'eau, s'accroît en sens inverse du rayon de courbure des katéers. Avec des katéers droits, la stabilité à angles finis n'augmentera qu'insensiblement, quoique la stabilité initiale en éprouve une amélioration relativement plus grande.

Les arcs-boutants des katéers, appelés *brayoungans,* sont amarrés au navire et aux katéers avec de la canne fendue. Il y a des navires de ce genre où il

n'y a pas un seul clou employé dans la construction. Les dimensions sont souvent telles qu'après s'en être servi on les dépose sur des arbres fourchus, manœuvre exécutée par un seul homme.



Malgré leurs dimensions minuscules, qui les font ressembler plutôt à des joujoux qu'à des navires sérieux, et aussi malgré leur construction primitive, on n'hésite pas à pêcher avec ces navires en haute mer, en plein océan Pacifique, souvent dans des parages où les requins abondent. Mais les accidents sont bien rares, au moins je n'ai jamais entendu dire qu'un tel praou ait chaviré.

NOTE

SUR UN NOUVEL APPAREIL DE CALCUL

« L'EXPOSANT-MÈTRE TOTALISATEUR ».

APPLICATION AU CALCUL DES CARÈNES INCLINÉES,

PAR M. BONNET,
Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

La plupart des méthodes de calcul des carènes inclinées comportent le relevé, sur le vertical des formes, d'un grand nombre de lignes, et la recherche dans une table des carrés et des cubes des nombres représentant les longueurs de ces lignes : on a ensuite à en faire les sommes par séries. Ces opérations, toujours longues et laborieuses, peuvent être des causes d'erreur : leur ensemble représente toujours la partie la plus longue du travail nécessaire aux calculs des carènes inclinées.

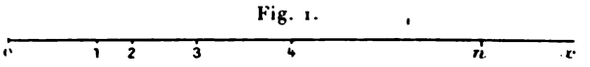
En particulier dans les méthodes qui procèdent par stations (méthode de M. Daymard et dérivées), on a à mesurer sur des droites issues d'un même point, pour chaque station, une grande quantité de lignes (1200 environ, pour trois stations, et pour des angles variant de 10° en 10°). Il faut ensuite faire séparément la somme des carrés et la somme des cubes des lignes mesurées sur chaque vecteur (vingt lignes par vecteur généralement).

Nous avons pensé qu'il serait intéressant d'avoir un appareil qui enregistre le carré et le cube du nombre qui représente la longueur d'une ligne droite, en parcourant cette ligne avec un style, de même qu'en faisant suivre au style d'un planimètre le contour d'une surface, le planimètre enregistre la mesure de cette surface, de son moment et de son moment d'inertie par rapport à un axe déterminé.

L'appareil que nous proposons permet d'obtenir, par deux lectures simultanées, la somme des carrés et la somme des cubes des nombres qui représentent respectivement les longueurs de n lignes O_1, O_2, O_3, ..., O_n,

comptées d'un même point O sur une droite Ox (*fig.* 1), en faisant parcourir au style de l'appareil successivement O1, O2, O3, ..., On.

Fig. 1.



L'ensemble des opérations suivantes :

1° Relevés de vingt longueurs sur un même vecteur;

2° Recherche des carrés et des cubes de ces longueurs dans une table;

3° Sommation de ces carrés et cubes,

est remplacé, avec l'emploi de l'appareil, par le parcours des vingt longueurs avec le style.

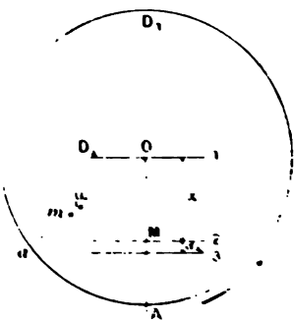
Les deux résultats intéressants, somme des carrés et somme des cubes, sont donnés chacun par une lecture.

Il en résulte une économie de temps, dont il est facile de se rendre compte.

Exposant-mètre totalisateur.

Principe de l'appareil. — 1. Un disque plan D_1 (*fig.* 2) de rayon R_1 est animé d'un mouvement de rotation. Un second disque D_2 de rayon R_2, dont le plan est perpendiculaire au premier, est en contact avec D_1 et se déplace le long

Fig. 2.



d'un axe OA fixe, passant par son centre et perpendiculaire à son plan : ce disque D_2 est monté fou sur son axe : dans ces conditions, si l'on donne à D_2 un mouvement de translation suivant son axe, il restera en contact avec D_1 et, si le frottement est suffisant, il participera du mouvement de rotation de D_1.

Supposons que D_2 ait sa position initiale en 1, correspondant au centre de D_1, et soient 2 et 3 deux positions voisines successives de D_2, dans son mouvement de translation suivant l'axe OA : appelons z et $z + dz$ les deux translations

Quand le disque D_2 passe de la position 2 à la position 3, le point M de con-

tact des deux disques parcourt dans le plan de D_1 une courbe Mm, qu'on peut décomposer en une rotation $M\mu$ et une translation μm.

$M\mu$ est l'arc décrit par le disque D_2.

Posons

$$\text{arc}\, M\mu = ds_2,$$
$$\text{arc}\, Aa = ds_1;$$

on a

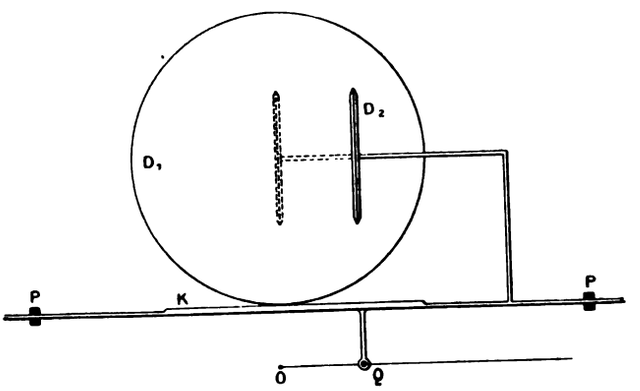
$$ds_2 = ds_1 \frac{z}{R_1},$$

et quand D_2 passe de la position initiale 1, correspondant au centre de D_1, à une position quelconque 2, par une translation z, on a, en appelant s_2 l'arc décrit par D_2,

$$(\alpha) \qquad s_2 = \int_0^z ds_1 \frac{z}{R_1} = \frac{1}{R_1} \int_0^z z\, ds_1.$$

2. Un style Q (*fig.* 3) est relié invariablement à une crémaillère K coulissant dans deux glissières P; le disque D_1 denté engrène avec K; l'axe du

Fig. 3.



disque D_2 est relié invariablement à l'ensemble du style et de la crémaillère; il en résulte que :

1° La rotation de D_1 est proportionnelle au déplacement rectiligne du style Q;

2° La translation de D_2 est égale à ce déplacement.

Soient x les déplacements rectilignes du style Q, comptés à partir d'une origine O, correspondant à la position du disque D_2, quand il est au centre de D_1.

En appliquant la formule (α), et remarquant que

$$z = x, \qquad ds_1 = dx,$$

on a

$$s_2 = \frac{1}{R_1} \int_0^x x\, dx,$$

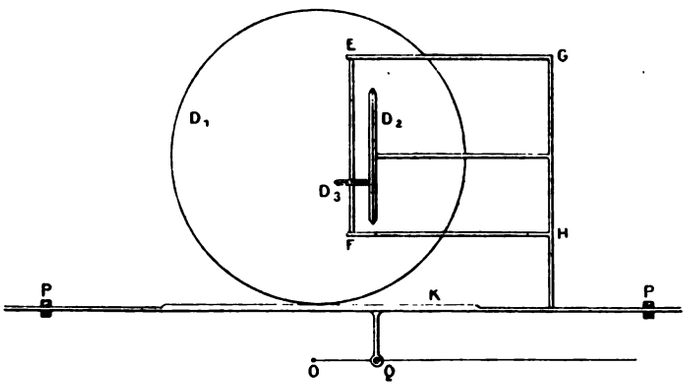
soit en intégrant

$$s_2 = \frac{1}{2R_1} x^2.$$

L'arc décrit par le disque D_2 est donc proportionnel au carré du déplacement rectiligne du style.

3. Imaginons un troisième disque D_3 (*fig.* 4) de rayon R_3, dont le plan soit perpendiculaire à D_2; ce disque D_3 est monté fou sur un axe EF parallèle au

Fig. 4.



plan de D_2; il est en contact avec D_2; l'axe EF est relié invariablement au système EGHK; de plus nous supposons que, au moyen d'un dispositif quelconque facile à concevoir, le disque D_3 est animé le long de son axe d'un mouvement de translation proportionnel au déplacement rectiligne du style Q, la position initiale de D_3 correspondant au centre de D_2 quand le style est au point origine.

D_3, appuyé contre D_2, participe au mouvement de rotation de ce dernier.

L'arc élémentaire ds_3 décrit par D_3, passant d'une position quelconque à une position infiniment voisine (z et $z + dz$ étant les distances correspondantes de D_3 au centre de D_2), est

$$ds_3 = ds_2 \frac{z}{R_2},$$

ds_2 étant l'arc élémentaire correspondant décrit par D_2.

Mais

$$ds_2 = dx \frac{x}{R_1}$$

(voir précédemment),

$$z = kx$$

(par hypothèse), k étant une constante.

Donc

$$ds_3 = \frac{k}{R_1 R_2} x^2 dx,$$

et en appelant s_3 l'arc décrit par D_3 passant de la position initiale à une position quelconque située à une distance (du centre de D_2) $z = Kx$,

$$s_3 = \int_0^{kx} \frac{k}{R_1 R_2} x^2 \, dx,$$

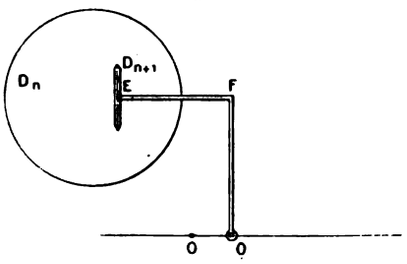
$$s_3 = \frac{k}{3 R_1 R_2} x^3.$$

L'arc décrit par le disque D_3 est donc proportionnel au cube du déplacement rectiligne du style Q.

4. D'une façon générale, deux disques D_n et D_{n+1} étant soumis aux conditions suivantes :

1° D_{n+1} (*fig.* 5) a son plan perpendiculaire à D_n, et est monté fou sur un

Fig. 5.



axe perpendiculaire à son plan; cet axe EF est relié invariablement à un style Q, qui a un déplacement rectiligne parallèle à EF; de plus, la projection de EF sur le plan de D_n passe par le centre de D_n, et le disque D_{n+1} est toujours en contact avec D_n;

2° D_n est supposé avoir un mouvement de rotation proportionnel à x^n (x étant le déplacement rectiligne du style compté à partir d'une origine O correspondant à la position du style quand D_{n+1} est au centre de D_n).

Les arcs décrits par D_{n+1} sont proportionnels à x^{n+1}.

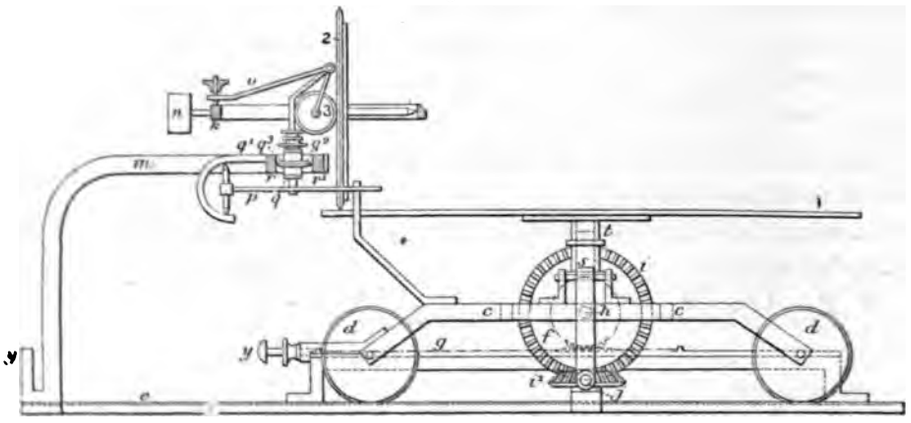
Description. — Dans l'appareil représenté aux *fig.* 6, 7, 8, qui comporte trois disques, le disque 2 n'a pas de mouvement de translation; son axe est fixe. Ce dernier mouvement a été communiqué au disque lui-même, ce qui ne change rien au résultat.

Comme dans un des types du planimètre intégrateur de M. Amsler, le disque 1 est monté sur un chariot *c* supporté d'un côté par deux roues *d* qui se meuvent sur un rail à rainure *e*, et de l'autre sur un pignon *f* engrenant avec une crémaillère *g* taillée dans un deuxième rail. Ce pignon est monté sur un axe horizontal *h*, qui fait tourner le disque 1 au moyen d'une paire de pignons coniques; la rotation de 1 est donc proportionnelle au déplacement du chariot *c* le long des rails. Le style placé à l'extrémité de la tige *j* est relié directement à ce chariot.

Le disque 2 est monté sur un cadre *k*, reposant par deux tourillons *l* sur des

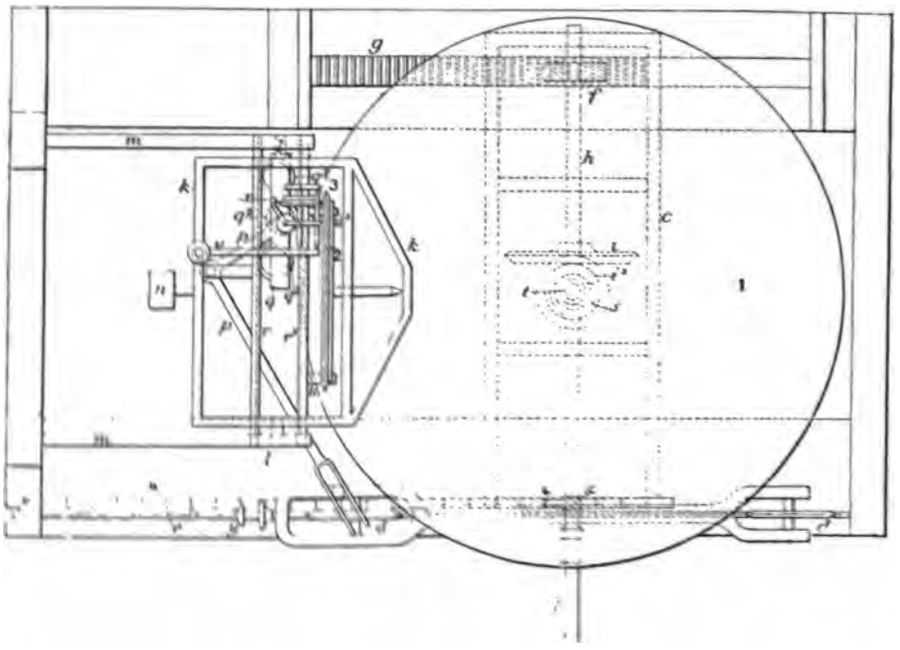
supports fixes *m*; l'ensemble du disque avec son cadre est équilibré par un contrepoids *n*, réglé pour que 2 appuie légèrement sur 1.

Fig. 6.



Le disque 3 participe au mouvement de translation du chariot par l'intermédiaire d'un levier coudé à angle droit *p*; son déplacement suivant son axe

Fig. 7.

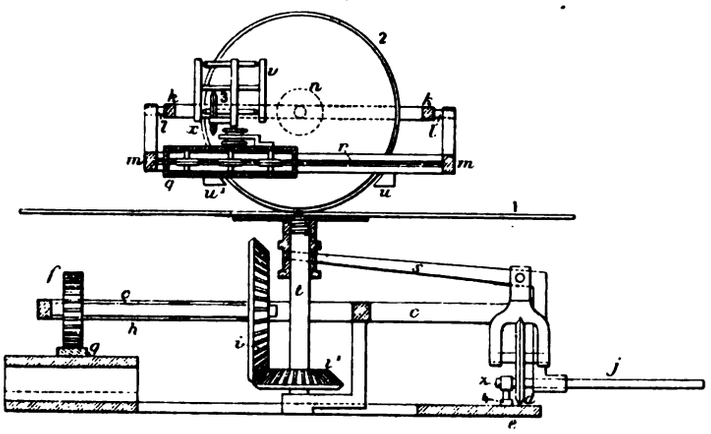


est donc proportionnel au déplacement du chariot du disque 1 et, par suite, à celui du style. Il est monté sur un petit chariot *q* à trois roues placées entre deux rails à rainures *r*, *r*'; un léger ressort tient le disque 3 appuyé contre 2.

Les rotations de 2 et de 3 sont données par des graduations, verniers et compteurs de tours, comme dans le planimètre, et indiquent respectivement, à un coefficient près, les carrés et les cubes des longueurs parcourues par le style.

L'appareil permet de totaliser les carrés et les cubes d'un certain nombre de déplacements du style, tout en parcourant les longueurs successivement,

Fig. 8.



et en partant d'une même origine. Il suffit pour cela que, lorsqu'on ramène le style et, par suite, le disque 1 à leur position initiale, les disques 2 et 3 n'effectuent pas un mouvement inverse de celui déjà exécuté. A cet effet, le retour à l'origine du style ne peut se faire qu'en soulevant la pointe de 8^{mm} à 10^{mm}, pour dégager un petit cliquet z, appuyé sur une partie striée 4 du rail e. Le bras j, qui relie le style au grand chariot, peut osciller dans un plan vertical; il se prolonge par une fourchette s, attaquant dans une rainure la douille fixée au disque 1. Cette douille relie le disque 1 à l'arbre t par une clavette, qui permet l'abaissement ou l'élévation de ce disque. En soulevant la pointe, on abaisse en même temps le disque 1.

Le disque 2 n'étant plus appuyé sur 1, baisse avec son cadre en tournant autour des tourillons l de ce cadre, et vient s'appuyer sur deux sabots u, u^1 fixés au rail r^1.

L'extrémité arrière du cadre soulève alors le levier v fixé à l'axe de suspension du disque 3, qui vient s'appuyer sur un troisième sabot x.

Les disques 2 et 3 sont ainsi immobilisés dans le retour du style au point origine.

Les indications des compteurs et graduations se totalisent donc, et l'on a par simple lecture les sommes des carrés et des cubes.

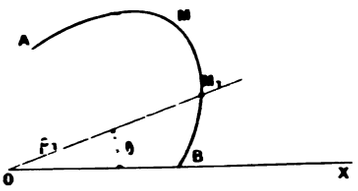
Un butoir y avec vis de réglage arrête le chariot, quand le style est revenu au point origine.

Intégromètre.

Soient :

AMB (*fig.* 9) une courbe tracée en coordonnées polaires, de pôle O;

Fig 9.



OX axe origine des angles;

ρ_1 rayon vecteur d'un point quelconque M_1, faisant un angle θ avec OX.

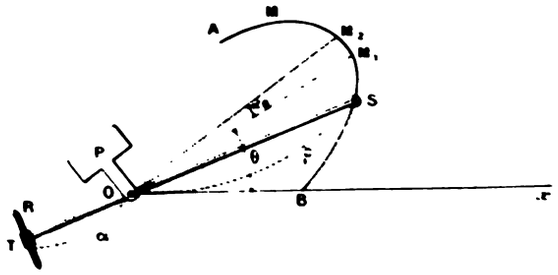
Nous verrons plus loin dans l'exposé d'une méthode de *Calculs des carènes inclinées*, que nous aurons à calculer pour des angles variables θ les valeurs de

$$\int_0^{\theta_1} \rho \, d\theta.$$

L'appareil dont nous allons donner le principe enregistre les valeurs $\int_0^{\theta_1} \rho \, d\theta$, en faisant parcourir à un style la courbe BMA, à partir du point B jusqu'au point M_1, dont le vecteur fait avec OX l'angle θ.

Principe de l'appareil. — ST (*fig.* 10) est une tige de longueur fixe portant un style S à une extrémité et une roulette R à l'autre; cette roulette est montée folle sur ST.

Fig. 10.



La tige ST peut coulisser dans une douille munie de tourillons, montés sur un pied fixe P.

Supposons l'appareil placé de façon que l'axe vertical des tourillons prolongé passe par le pôle O de la courbe AMB.

Soient ρ et α les deux longueurs variables OS et OT, dont la somme $\rho + \alpha$ est constante et égale à la longueur l de la tige.

Si l'on fait parcourir au style S une portion infinitésimale M_1M_2 de courbe, la roulette R étant supposée appuyée sur le plan, cette roulette tournera autour de son axe, et l'arc infinitésimal décrit par sa circonférence sera

$$ds = \alpha\, d\theta = (l - \rho)\, d\theta.$$

Pour un déplacement du style, du point B sur OX à un point M quelconque de AMB, dont le vecteur fasse un angle θ avec OX, l'arc décrit par la roulette sera

$$s = \int_0^\theta (l - \rho)\, d\theta,$$

$$s = l\theta - \int_0^\theta \rho\, d\theta.$$

Les valeurs $l\theta$ peuvent être inscrites d'avance sur l'appareil pour chaque angle, de 5° en 5° par exemple.

La roulette est graduée et munie de verniers et compteurs de tours. Une simple lecture donne la valeur $l\theta - \int_0^\theta \rho\, d\theta$: on a, par soustraction,

$$\int_0^\theta \rho\, d\theta,$$

les valeurs $l\theta$ étant connues.

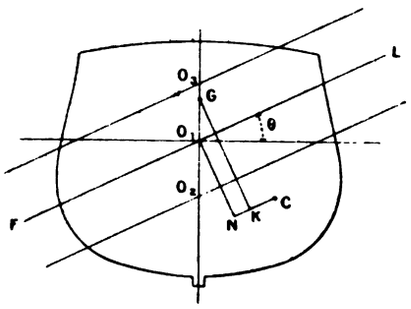
Application de l'exposant-mètre au calcul des carènes inclinées.

Soient :

G (*fig.* 11) le centre de gravité du navire;

FL une flottaison inclinée;

Fig. 11.



C le centre de carène correspondant.

CK, parallèle à FL, est le bras de levier de redressement de la carène inclinée FL.

Du point O_1 menons une perpendiculaire à FL, et prolongeons CK jusqu'à sa rencontre N avec cette perpendiculaire.

Nous avons

$$CK = CN - KN = x - \gamma \sin\theta$$

en posant

$$CN = x \quad \text{et} \quad O_1G = \gamma.$$

M. de Reffye, dans la méthode qu'il a exposée dans le *Bulletin de l'Association technique maritime de* 1892, calcule pour différentes flottaisons de chaque inclinaison, de 10° en 10°, les déplacements et les x par rapport à un point O fixe, qu'il choisit à l'intersection de l'axe du vertical avec la flottaison du plan : à cet effet les calculs se divisent en deux phases :

1° Recherche des déplacements et des x, pour des flottaisons inclinées de 10° en 10°, et passant par le point O;

2° Recherche des déplacements et des x, pour des flottaisons parallèles aux précédentes, en prenant comme point de départ les flottaisons et les x de ces dernières.

On trace ensuite les courbes pantocarènes isoclines sur deux axes de coordonnées rectangulaires, en portant les déplacements en abscisses et les x en ordonnées.

Nous procéderons de la manière suivante :

La première partie des opérations sera la même que dans la méthode de M. de Reffye, c'est-à-dire que nous calculerons les déplacements et les x pour des flottaisons inclinées isobathes passant par O_1 (intersection de l'axe du vertical avec la flottaison du plan).

Ensuite nous opérerons successivement de la même façon sur deux autres séries de flottaisons isobathes, passant respectivement par des points O_2 et O_3 placés l'un au-dessus, l'autre au-dessous du point O_1, comme dans la méthode de M. Daymard, mais en calculant les x par rapport à ces points O_2 et O_3.

Nous obtiendrons ainsi par ces trois séries d'opérations analogues, pour chaque angle de 15° en 15° (1), et pour trois flottaisons passant respectivement par O_1, O_2, O_3, les déplacements et les x pour chacune de ces flottaisons. Les bras de levier de redressement correspondants seront, en appelant γ_1, γ_2, γ_3 les distances GO_1, GO_2, GO_3

$$\left.\begin{aligned} b_1 &= x_1 - \gamma_1 \sin\theta \\ b_2 &= x_2 - \gamma_2 \sin\theta \\ b_3 &= x_3 - \gamma_3 \sin\theta \end{aligned}\right\}$$

en ayant soin de compter les γ positifs quand le point O est en dessous du point G, et négatifs dans le cas contraire.

Nous emploierons ensuite le tracé des pantocarènes isoclines sur deux axes rectangulaires.

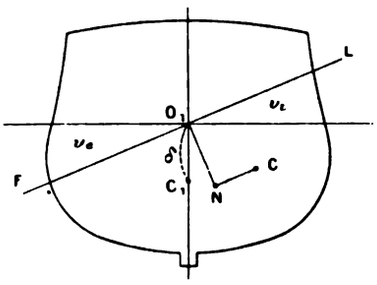
(1) Les points de 15° en 15° suffisent amplement pour la détermination des courbes.

Calcul des déplacements et des x au moyen de l'exposant-mètre et de l'intégromètre.

Notations (*fig.* 12) :

V_1 volume de la carène droite passant par O_1;
C_1 centre de cette carène droite;
FL flottaison inclinée de θ passant par O_1;
V volume de la carène inclinée FL;
C centre de cette carène inclinée;
v_i volume de l'onglet d'immersion;
v_e volume de l'onglet d'émersion;
y_i ordonnées de la flottaison inclinée FL du côté de l'immersion;
y_e ordonnées de FL du côté de l'émersion.

Fig. 12.



L'équation des moments par rapport à l'axe O_1N donne

$$V \times x_1 = \text{moment } v_i + \text{moment } v_e - V_1.\delta.\sin\theta,$$

d'où

$$(1) \qquad x_1 = \frac{\text{moment } v_i + \text{moment } v_e - V_1.\delta.\sin\theta}{V};$$

on a d'ailleurs

$$(2) \qquad V = V_1 + v_i - v_e,$$

V et δ sont donnés par les calculs de déplacement.

Les équations (1) et (2) contiennent comme inconnues

$$v_i, \quad v_e, \quad \textit{moment } v_i, \quad \textit{moment } v_e.$$

On sait que le volume d'un onglet d'angle θ est donné par

$$v = \int_0^\theta d\theta \int \frac{1}{2} y^2 dx,$$

x et y étant les coordonnées des points de chaque flottaison par rapport à

deux axes rectangulaires, dont l'un (axe des x) est l'axe longitudinal de la flottaison.

Avec la notation ordinaire de la formule des trapèzes, et en appelant d la distance des couples du vertical, la formule devient

$$v = \frac{1}{2} d \times \int_0^\theta d\theta \, \Sigma y^2,$$

donc

Volume de l'onglet immergé..... $v_i = \left(\frac{1}{2} d\right) \int_0^\theta d\theta \, \Sigma y_i^2$,

» émergé..... $v_e = \left(\frac{1}{2} d\right) \int_0^\theta d\theta \, \Sigma y_e^2$.

La formule des moments des onglets appliquée avec les mêmes notations devient

$$M_{0,N} v_i = \left(\frac{1}{3} d\right) \int_0^\theta d\theta \, \Sigma y_i^3,$$

$$M_{0,N} v_e = \left(\frac{1}{3} d\right) \int_0^\theta d\theta \, \Sigma y_e^3;$$

on en déduit

$$(3) \qquad v_i - v_e = \left(\frac{1}{2} d\right) \int_0^\theta d\theta \, (\Sigma y_i^2 - \Sigma y_e^2),$$

$$(4) \qquad M_{0,N} v_i + M_{0,N} v_e = \left(\frac{1}{3} d\right) \int_0^\theta d\theta \, (\Sigma y_i^3 + \Sigma y_e^3).$$

L'exposant-mètre donne rapidement et pour chaque flottaison

$$\Sigma y_i^2, \quad \Sigma y_e^2, \quad \Sigma y_i^3, \quad \Sigma y_e^3,$$

que nous inscrivons dans un Tableau.

Traçons maintenant en coordonnées polaires (*fig.* 13) deux courbes V et M dont les rayons vecteurs soient respectivement proportionnels à

$\Sigma y_i^2 - \Sigma y_e^2$ pour la courbe V

et à

$\Sigma y_i^3 + \Sigma y_e^3$ pour la courbe M.

Des flottaisons inclinées de 15° en 15° donneront en général un nombre de points suffisant pour déterminer exactement ces courbes : quelquefois on pourra prendre un point supplémentaire dans le voisinage de l'angle où la flottaison inclinée correspondante commence à couper le pont.

Il n'y aura pas de compensation à faire sur le vertical.

Soient ρ_v et ρ_m les vecteurs des courbes V et M

$$\rho_v = K_1 (\Sigma y_i^2 - \Sigma y_e^2),$$
$$\rho_m = K_2 (\Sigma y_i^3 + \Sigma y_e^3),$$

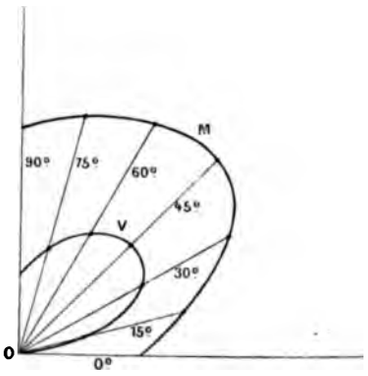
K_1 et K_2 étant des coefficients qui dépendent de l'échelle.

Les équations (3) et (4) deviennent avec ces notations

$$(5) \qquad v_i - v_e = \frac{1}{2} d \times K_1 \int_0^\theta \rho_v d\theta,$$

$$(6) \qquad M_{v_i} + M_{v_e} = \frac{1}{3} d \times K_2 \int_0^\theta \rho_m d\theta.$$

Fig. 13.



L'intégromètre donnera très rapidement et pour tous les angles $\int \rho_v d\theta$ et $\int \rho_m d\theta$, et, par suite, $v_i - v_e$ et $M_{v_i} + M_{v_e}$.

En tenant compte des équations (5) et (6) l'équation (1) peut s'écrire

$$x_1 = \frac{\frac{1}{3} d \times K_2 \int \rho_m d\theta - V_1 \times \delta \times \sin\theta}{V_1 + \frac{1}{2} d \times K_1 \int \rho_v d\theta}.$$

Posant $V_1 = \Phi_1 \times d$ et supposant les courbes V et M tracées à des échelles telles que $K_1 = 1$, $K_2 = 1$, on a

$$x_1 = \frac{2}{3} \frac{\int \rho_m d\theta - 3\Phi_1 \delta \sin\theta}{\int \rho_v d\theta + 2\Phi_1},$$

$$b_1 = x_1 - \gamma_1 \sin\theta = \frac{2}{3} \frac{\int \rho_m d\theta - 3\Phi_1 \delta \sin\theta}{\int \rho_v d\theta + 2\Phi_1} - \gamma_1 \sin\theta.$$

En résumé toutes les opérations seront contenues dans le Tableau suivant :

ANGLES.	Σy_i^2. (1)	Σy_e^2. (2)	$\Sigma y_i^2 - \Sigma y_e^2$. (3)	Σy_i^3. (4)	Σy_e^3. (5)	$\Sigma y_i^3 + \Sigma y_e^3$. (6)	$\int \rho_v d\theta$. (7)	$\int \rho_m d\theta$. (8)	$2\Phi_1 \delta \sin\theta$. (9)	A. $\int \rho_m d\theta - 3\Phi_1 \delta \sin\theta$. (10)	B. $\int \rho_v d\theta + 2\Phi_1$. (11)	$x_1 = \frac{2}{3}\frac{A}{B}$. (12)	$\gamma_1 \sin\theta$. (13)	$b_1 = x_1 - \gamma_1 \sin\theta$. (14)
0°														
15														
30														
45														
60														
75														
90														

Les chiffres des colonnes 1, 2, 3, 4, 5 et 6 sont donnés par l'exposant-mètre, ceux des colonnes 7 et 8 par l'intégromètre : ceux des autres colonnes se déduisent immédiatement des précédents ou de calculs très simples.

Comparaison avec les méthodes actuelles.

Les méthodes actuelles les plus expéditives, et en même temps les plus exactes, sont les méthodes planimétriques très répandues à l'étranger, surtout en Angleterre, mais qui paraissent au contraire, si nos renseignements sont exacts, peu adoptées en France, malgré leurs réels avantages sur les méthodes employant le calcul seul.

Nous avons eu l'occasion d'appliquer un certain nombre de ces méthodes : la plus expéditive (avec l'emploi de l'intégrateur Amsler) exige un peu moins de moitié du temps employé avec les méthodes de calcul les plus rapides.

L'emploi de l'exposant-mètre avec l'intégromètre devrait, à notre avis, réduire de moitié le temps exigé par la même méthode planimétrique.

NOUVELLES RECHERCHES

SUR

LA RÉSISTANCE DES CARÈNES

ET

LE FONCTIONNEMENT DES BATEAUX,

PAR M. HAACK,

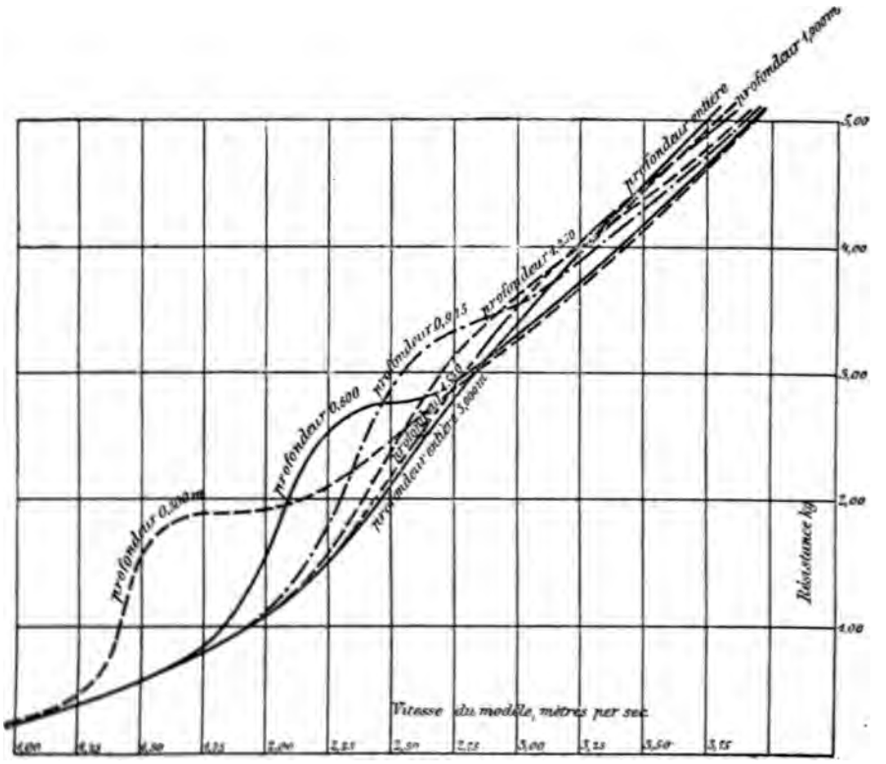
Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft.

Sur la demande de M. le Ministre des Travaux publics, il a été préparé un travail sur la résistance et le fonctionnement des bateaux, qui se trouve dans la section Allemande de l'Exposition du Génie civil, Groupe VI, Classe 29. Ce travail contient sur la résistance des bateaux une théorie fondée sur le résultat des expériences faites sur le canal de Dortmund à l'Ems. On est d'avis, en outre, que cette théorie est applicable aux bateaux se mouvant en pleine mer. Pour l'appliquer aux calculs des résistances en pleine mer, il est nécessaire de faire des essais, dont les résultats conduiraient à établir la loi de l'enfoncement et sa valeur exacte.

Il a été lu, sur ces entrefaites, dans le dernier meeting de l'Institution of Naval Architects, à Londres, un rapport du major Giuseppe Rota, de la Marine royale italienne, où ce dernier donne quelques détails sur l'abaissement de la surface de l'eau par suite des courants qui se produisent dans le bassin d'essai, à la Spezia, après l'évolution d'un torpilleur modèle n° 5.

Ce rapport a été publié dans l'*Engineering* du 20 avril de cette année. Mais les courbes des *fig.* 1 et 2 qui l'accompagnent sont dessinées à une si petite échelle, que les mesures suivantes, qui en découlent, ne peuvent être regardées que comme approximatives. Les hauteurs moyennes d'enfoncement du modèle, en tenant compte des différences de tirant d'eau à l'avant et à

Fig. 1.



Modèle 5. — Courbes de la résistance et de la vitesse à diverses profondeurs d'eau.

Fig. 2.

Modèle 5. — Courbes de l'assiette et de la vitesse.
Tirant d'eau à l'étrave et à l'étambot pendant le remorquage.

l'arrière (*fig.* 2), sont données, le modèle remorqué avec toute la profondeur du bassin d'essai, et ont fourni les résultats suivants :

A 1m,0	par seconde de vitesse calculée	.....	0m,006
1,5	»	.....	0,008
2,0	»	.....	0,010
2,5	»	.....	0,015
3,0	»	.....	0,012
3,5	»	.....	0,010
4,0	»	.....	0,010
4,5	»	.....	0,008

Pour une profondeur du bassin d'essai de $0^m,3$ seulement, obtenue à l'aide d'un fond de bois, ce même modèle indiquait une hauteur d'enfoncement d'environ $0^m,008$, la vitesse étant de 1^m par seconde, et une hauteur de $0^m,015$ avec une vitesse de $1^m,5$ par seconde. Mais avec une vitesse d'environ $1^m,9$ par seconde, le modèle revint de nouveau à la ligne d'eau normale, et fut même élevé au-dessus d'environ $0^m,0075$ avec une vitesse de $2^m,0$ par seconde, d'environ $0^m,0100$ avec une vitesse de $2^m,5$ par seconde; cette dernière hauteur resta à peu près constante pour les vitesses de 3^m, de $3^m,5$, de 4^m et de $4^m,5$ par seconde.

Ces essais ont fourni le même résultat que celui trouvé par Froude et Thornycroft à l'aide d'un torpilleur. Ce dernier l'avait consigné dans un rapport qui fut lu en 1875 devant la Mechanical Section of the British Association. Froude trouva en outre, dans les expériences qu'il fit en 1873 dans les bassins d'essai, sur la demande du Parlement, à l'occasion des propositions faites par M. Ramus sur la construction de Rocket Floats, que les bateaux mus avec une vitesse relativement petite s'enfoncent, tandis qu'ils s'élèvent, lorsqu'ils sont mus avec une vitesse relativement grande. Il prétend avec raison que l'élévation des bateaux vient de la même cause que le ricochet des corps qui sont lancés avec une grande vitesse sur la surface de l'eau, et qui s'élèvent plusieurs fois de suite, jusqu'à ce qu'ils aient perdu la force vive qui les poussait.

Il faut admettre pour expliquer ce fait que la vitesse *négative moyenne* du courant (*négatif* signifie la vitesse du courant opposé à la direction du bateau), qui doit repousser en arrière l'eau poussée en avant par les corps flottants, a une limite qui ne peut être dépassée. Si cette limite de la vitesse négative est atteinte, et si la force motrice est plus grande que la résistance, il faut qu'une partie de l'eau, qui ne peut pas être repoussée en arrière, s'immobilise en avant. Et ainsi l'avant est plus élevé que l'arrière, et le centre de gravité se trouve aussi élevé. Dans ces conditions, l'eau oppose à la marche en avant la résistance que rencontre la diminution de déplacement. Une autre résistance à l'avancement avec la vitesse atteinte provient de la force qui doit être employée à maintenir à sa hauteur le corps auquel l'eau donne

une position oblique. Il faut tenir compte en outre de la résistance de l'air, qui n'a cependant une véritable influence qu'à la vitesse de 48 à 50 nœuds. Ces trois résistances composent la somme des résistances. Si la force va en croissant, le corps doit sortir entièrement de l'eau et être mû à travers l'air, qui seul lui oppose de la résistance. Ainsi l'on sait que de forts poissons peuvent, par leurs seules forces, s'élancer hors de l'eau. Des projectiles frappant la surface de l'eau, qui ne peut pas se déplacer assez vite par suite de son inertie, ne plongent que légèrement. Il se forme aussitôt devant le projectile une masse d'eau qui le repousse et le fait voler plus loin, si la force motrice première est encore suffisante.

Les essais ci-dessus mentionnés du major Rota, faits dans le bassin de la Spezia avec le modèle d'un torpilleur, ainsi que les essais publiés par le capitaine Rasmussen, de la Marine royale danoise, dans les *Transactions of the Institution of Naval Architects* de 1899, témoignent de la justesse de ce qui vient d'être dit. Les premiers montrent dans la *fig.* 2 que la vitesse négative moyenne, à une profondeur d'eau de $0^m,300$, atteint déjà la limite avec une vitesse de bateau de $1^m,50$ par seconde; qu'ensuite l'enfoncement diminue, tandis que la force de traction augmente rapidement (*fig.* 1). Avec une vitesse de $1^m,60$ par seconde, le modèle qui avait été enfoncé de $0^m,015$ revient déjà à la ligne d'eau normale, et avec une vitesse de $1^m,75$ par seconde et 0,010 de profondeur s'élève au-dessus de la normale. Ensuite la vitesse augmente sans un accroissement sensible de force de traction jusqu'à 2^m par seconde; à partir de ce chiffre, la force de traction augmente à peu près régulièrement avec l'accroissement de vitesse. A $2^m,85$ par seconde environ, la courbe des vitesses dépasse même celle obtenue pour les essais du modèle, faits avec toute la profondeur d'eau du bassin d'essai, d'où il suit que, dans ce cas, aussi bien que pour les essais rapportés par le capitaine Rasmussen, même avec une petite profondeur d'eau, la même force de traction peut engendrer une plus grande vitesse que dans les eaux profondes. Si l'on examine attentivement les courbes de la force de traction et de la vitesse (*fig.* 1), on voit que le fait décrit se produit également à une profondeur d'eau de $0^m,600$, mais seulement un peu plus tard. Il en est de même des courbes pour $0^m,915$, $1^m,250$, $1^m,570$ et $1^m,908$ de profondeur d'eau. Mais plus la profondeur d'eau diminue, moins ce fait est marqué; car il est bien certain que pour la profondeur d'eau entière des bassins d'essai ($3^m,60$) la même chose serait observée, quand même les courbes se rapprocheraient davantage, étant supposé que la force de traction et la vitesse fussent encore élevées. La limite de la vitesse négative doit aussi être atteinte en mer, et l'élévation même d'un modèle, comme on l'a expérimenté, cesser d'avoir lieu. La continuation de l'expérience aurait démontré que la vitesse du modèle, à force de traction égale, dépasse de nouveau en eau profonde la vitesse acquise dans des eaux moins profondes. Jusqu'à présent les machines des grands bateaux ne peuvent pas être construites assez puissantes pour produire ce

relèvement. Cet effet ne se montre que sur les bateaux légers, comme les torpilleurs. Cependant ces derniers nécessitent plus de force de machine par tonne de déplacement que de grands bateaux. La cause doit en être recherchée dans la quantité d'eau que le bateau en mouvement repousse en arrière, c'est-à-dire dans la direction négative. Cette quantité d'eau ne dépend pas seulement de la vitesse du bateau, mais encore de la grandeur du déplacement. La vitesse négative est moindre à vitesse de bateau égale et, par suite, l'enfoncement et la résistance aussi moindres, si le déplacement est plus grand. Pour mieux établir les faits précédents et leur manière de se produire, il serait nécessaire de continuer les essais commencés et de fixer :

I. La coupe transversale de l'enfoncement moyen (ΔQ) résultant des vitesses négatives engendrées par le bateau en mouvement;

II. Le maximum de la vitesse négative moyenne ne devant pas être dépassé;

III. La quantité d'eau que les différents bateaux avec des vitesses différentes mettent en mouvement, et son rapport au déplacement du bateau;

IV. Les coefficients φ pour la formule de résistance

$$W = \varphi(D + \Delta Q, L).$$

Dans la formule W signifie la résistance, D le déplacement, Q la coupe moyenne de l'enfoncement et L la longueur du bateau.

Une suite d'essais faits dans ce sens permettraient d'établir des lois d'après lesquelles on pourrait calculer la résistance pour tous les bateaux et toutes les vitesses. Si les bateaux en essais sont entraînés une fois par des remorqueurs, et une autre fois mus par leur propre machine, on pourra alors en tirer des conclusions pour juger des dimensions et de la forme des hélices, et pour déterminer le travail des machines. Toutes ces données sont nécessaires pour que le constructeur, se conformant exactement à toutes les conditions prescrites, puisse trouver la forme du bateau, de l'hélice, etc., donnant la vitesse voulue avec la moindre force de résistance.

Les essais faits sur le canal de Dortmund à l'Ems pour se rendre compte de la cause et de la valeur de l'enfoncement ont concouru à expliquer un grand nombre de phénomènes dans la marche des bateaux, soit dans des eaux limitées, soit en pleine mer. Pour appuyer cette dernière affirmation, que l'enfoncement se produit aussi en mer, il est bon d'ajouter quelques faits qui semblent importants.

Au commencement du travail cité, il a déjà été fait mention des difficultés qui surgissent lorsque le bateau fait une embardée. Reste à ajouter encore que, outre le chemin plus long que fait le bateau lorsqu'il dévie de sa route et la perte de temps occasionnée, la vitesse du navire est moindre quoique la force de traction soit constante, par suite des vitesses négatives plus grandes se produisant tantôt à l'avant, tantôt à l'arrière, et augmentant l'en-

foncement et, comme conséquence, la résistance. De plus, la résistance causée par les étambots et par les supports d'arbres des bateaux à double hélice, ainsi que par toutes les parties saillantes du bateau situées au-dessous de la flottaison, se calcule d'après la grandeur de la vitesse négative et du plus grand enfoncement dont elle est la cause. On ne saurait trop insister, pour tâcher de faire éviter de tels appendices, ou du moins de leur faire donner une forme convenable.

Dans la dernière assemblée de l'Institution of Naval Architects, on a lu un rapport de M. Henry B. Wortley, où il proposait pour un autre motif des améliorations à la construction de la poupe, des étambots et du gouvernail. Les bateaux sur lesquels elles seront appliquées fourniront, en outre des avantages qu'on se propose d'obtenir, une économie de charbon, parce que la résistance sera ainsi diminuée et le bateau gouvernera mieux. Ces deux avantages s'obtiennent, si l'emploi du bois mort est totalement supprimé. En embardant, des vitesses négatives, et en conséquence des hauteurs inégales d'enfoncement, se produisent des deux côtés du navire, à l'avant et à l'arrière. Si la plus grande hauteur d'enfoncement existe à tribord avant, elle se trouve également à bâbord arrière, et le navire vient sur bâbord, et *vice versa*. Il est évident que l'inégalité des hauteurs d'enfoncement est de plus en plus réduite par la suppression du bois mort, et la manière de gouverner est ainsi améliorée. La résistance sera diminuée par la réduction de la surface mouillée et par la suppression des parties des étambots, etc., qui augmentent la vitesse négative.

Une augmentation de résistance se produira aussi pendant le roulis, car la resistance du bateau croît du bord immergé, plus qu'elle ne diminue de l'autre bord. La somme des deux dépasse donc la force de résistance de la position droite. De même le tangage et le roulis augmentent la résistance. Si la proue s'enfonce dans l'eau, alors l'augmentation de résistance à la marche surpasse la diminution de résistance qui se produit à l'arrière. Dans l'immersion de la poupe la somme de la resistance est de même augmentée. De même les oscillations du navire autour d'un axe transversal augmentent la résistance et causent des pertes de force qu'il faut sans cesse compenser. Ces mouvements causent le minimum de pertes lorsqu'ils s'exécutent lentement et se succèdent avec douceur.

Le fait que des bateaux en mer marchant pour un motif quelconque dans la même direction et à la même vitesse, et voulant, par exemple, se rapprocher pour se parler, s'entre-choquent violemment, est encore une preuve de l'enfoncement en mer. Sur les bords des deux bateaux qui ne se font pas face, l'enfoncement reste le même qu'auparavant, et du bord opposé se produit une pression qui rapproche de plus en plus les bateaux. Le choc se produit avec beaucoup de force, et cause souvent de grandes avaries. Seulement dans une marche lente et à une grande proximite des bateaux, le gouvernail a assez de force pour empêcher un pareil choc. Ce fait et le travail mentionné

ci-dessus sur l'enfoncement démontrent que cet enfoncement a une grande influence dans presque tous les mouvements du bateau.

L'importance qu'il y a pour la construction et la navigation des bateaux à connaître cet enfoncement est indéniable, et pour cela il est désirable, dans l'intérêt général de la navigation, de faire les essais nécessaires pour le connaître exactement, ainsi que tous les mouvements de l'eau qui en dépendent.

NOTE

SUR

LA RÉSISTANCE AU MOUVEMENT D'UN NAVIRE,

LORSQUE LES DIMENSIONS

DANS LE SENS DE LA LONGUEUR, DE LA LARGEUR OU DE LA PROFONDEUR

SONT MODIFIÉES DANS UN RAPPORT CONSTANT,

PAR M. GIUSEPPE ROTA,
Ingénieur en chef du Génie Naval Italien.

La détermination de la résistance à la marche de la carène d'un navire, exécutée au moyen de calculs sur les éléments correspondants d'un modèle de forme semblable, est une question classique pour ceux qui s'occupent des problèmes d'Architecture navale. Mais si le rapport de similitude entre les dimensions homologues du modèle et du navire n'est plus le même pour les trois axes principaux de la carène, c'est-à-dire dans le sens de la longueur, de la largeur et de la profondeur, la recherche devient presque impossible.

Comme sujet d'étude, nous avons analysé le cas particulier d'une carène, dans laquelle ont été modifiées, dans un rapport constant, les dimensions dans le sens de la longueur, de la largeur, ou de la profondeur, en laissant, dans chaque dérivation de forme, les deux autres dimensions invariables. En supposant élastique l'ensemble de la carène, ces changements de forme peuvent se comparer, pour ainsi dire, à un allongement ou raccourcissement de la même carène dans le sens d'un de ses trois axes.

Des expériences régulières de remorquage avec des modèles, exécutées dans le bassin Froude, qui se trouve dans l'Arsenal de la Marine royale à Spezia (Italie), nous ont donné tous les éléments nécessaires pour établir la résistance à la marche de la carène type et celles de ses dérivées.

Un complément de l'étude aurait été une nouvelle série de recherches, en changeant, dans le même modèle, les dimensions suivant deux axes, c'est-à-dire, par exemple : en augmentant, dans un rapport constant, les dimen-

sions latitudinales; en diminuant, en même temps, dans un autre rapport constant, celles dans le sens de la profondeur, et en laissant invariables les dimensions longitudinales. De même pour les deux autres combinaisons entre les dimensions de la carène.

Ce complément d'étude expérimentale pourra constituer le sujet d'une prochaine Note.

Pour déterminer la résistance à la marche de la carène type et celles de ses dérivées, obtenues en changeant la grandeur des dimensions suivant un des trois axes principaux, nous avons examiné, pour chaque série de dérivation, quatre cas différents. Le Tableau qui suit contient les éléments principaux des carènes expérimentées avec les modèles :

Dimensions qui changent.	Première série. Longueur.			
Numéros du modèle.	1.	2.	3.	4.
Longueur entre les perpendiculaires en dcm..	27	37,333	50	65
Largeur à la flottaison en dcm.....	5,713	5,713	5,713	5,713
Immersion en dcm.....	2,073	2,073	2,073	2,073
Surface mouillée en dcm².....	168,5	232,2	310	405,7
Déplacement en dcm³.....	160,3	221,5	297,8	389,8

Dimensions qui changent.	Deuxième série. Largeur.			
Numéros du modèle.	5.	6.	7.	8.
Longueur entre les perpendiculaires en dcm.	37,333	37,333	37,333	37,333
Largeur à la flottaison en dcm.....	4,000	5,713	6,50	7,50
Immersion en dcm.....	2,073	2,073	2,073	2,073
Surface mouillée en dcm².....	195	232,2	248	266
Déplacement en dcm³.....	155	221,5	252	291

Dimensions qui changent.	Troisième série. Immersion.			
Numéros du modèle.	9.	10.	11.	12.
Longueur entre les perpendiculaires en dcm.	37,333	37,333	37,333	37,333
Largeur à la flottaison en dcm.....	5,713	5,713	5,713	5,713
Immersion en dcm.....	1,500	2,073	2,500	3,500
Surface mouillée en dcm².....	201,8	232,2	255	302
Déplacement en dcm³.....	160,1	221,5	267	374

Les modèles 2, 6 et 10 étant les mêmes pour les trois séries, les expériences ont eu lieu seulement avec dix des modèles.

Ce n'est pas ici le lieu de décrire les appareils employés pour exécuter les expériences dont nous venons de parler, dans le bassin Froude [1], et même

[1] On peut trouver des renseignements très étendus sur le sujet dans l'Ouvrage de l'auteur, *La Vasca per le esperienze d'Architettura navale, nel R. Arsenale di Spezia;* Ministère de la Marine, à Rome.

de rapporter dans leurs détails les procédés employés pour parvenir à la détermination des courbes de résistance à la marche des différents modèles, et qui sont données par les *fig.* 1, 2, 3 (*Pl. I*).

Pour donner aux résultats des expériences une application réelle nous avons supposé que le modèle n° 2, c'est-à-dire celui qui a été choisi pour origine des différentes dérivations de forme, représente un navire dont le déplacement est de 6000^{tx}. Cela posé, nous avons calculé, avec le procédé expliqué dans l'Appendice n° 1, les dimensions des navires semblables aux modèles expérimentés, et même les valeurs des puissances en chevaux effectifs, distinguées aussi dans leurs facteurs, qui dérivent de la résistance par la production des vagues et par le frottement.

Le Tableau qui suit contient les dimensions principales des carènes des navires dérivés du n° 2, par une méthode *semblable* à celle qui a été employée pour les modèles correspondants.

Numéros des navires. — Dimensions principales.	1.	2.	3.	4.
Longueur à la flottaison en m	80,2	111,2	148,5	192,1
Largeur à la flottaison en m	17	17	17	17
Immersion en m	6,17	6,17	6,17	6,17
Surface mouillée en m²	1485	2058	2742	3570
Déplacement en tonneaux	4335	6000	8040	10425

Numéros des navires. — Dimensions principales.	5.	6.	7.	8.
Longueur à la flottaison en m	111,2	111,2	111,2	111,2
Largeur à la flottaison en m	11,89	17	19,31	22,29
Immersion en m	6,17	6,17	6,17	6,17
Surface mouillée en m²	1728	2058	2200	2352
Déplacement en tonneaux	4200	6000	6830	7870

Numéros des navires. — Dimensions principales.	9.	10.	11.	12.
Longueur à la flottaison en m	111,2	111,2	111,2	111,2
Largeur à la flottaison en m	17	17	17	17
Immersion en m	4,158	6,17	7,14	10,42
Surface mouillée en m²	1786	2058	2265	2676
Déplacement en tonneaux	4335	6000	7230	10120

Les *fig.* 4, 5, 6 (*Pl. I*) représentent, pour les dérivations différentes de la carène type, les courbes des puissances en chevaux effectifs correspondant aux vitesses de 18, 20 et 22 nœuds par heure, et qui ont été calculées avec le procédé résumé dans l'Appendice n° 1.

En analysant les diagrammes qui sont contenus dans les *fig.* 4, 5 et 6, on peut arriver aux conclusions suivantes :

1. L'augmentation ou la diminution de la largeur ou de la profondeur de la carène (et bien entendu de toutes les dimensions qui se trouvent dans le sens de la largeur ou de la profondeur) produit une augmentation ou une diminution quantitative de la puissance en chevaux effectifs nécessaire pour assurer au navire la même vitesse.

2. Avec une même variation dans le déplacement, obtenue comme il est indiqué ci-dessus, on peut vérifier que la différence produite dans la puissance en chevaux effectifs est plus grande, lorsque les dimensions qui varient sont situées dans le sens de la largeur, relativement à celle qu'on peut observer dans le cas de variations dans le sens de la profondeur de la carène.

3. Les puissances qui dépendent des résistances de frottement sont les mêmes, quand les dimensions varient dans le sens soit de la largeur, soit de la profondeur, à la condition que le déplacement soit le même.

4. L'augmentation de la carène dans le sens de la longueur produit une notable diminution de résistance par formation des vagues, et, d'un autre côté, comparativement aux deux autres transformations de la carène, fait naître une augmentation rapide de la résistance par frottement.

5. Chaque carène dérivée en changeant les dimensions longitudinales possède une vitesse particulière, pour laquelle l'augmentation ou la diminution du déplacement, bien entendu entre les limites ordinaires, ne produit pas, à la même vitesse, une variation de puissance pratiquement notable. La longueur de la carène et cette vitesse sont liées, avec une grossière approximation, par la relation : $v = \sqrt{L}$ (v = vitesse, en nœuds; L = longueur du navire, en pieds).

Nous pouvons ajouter, comme corollaire des remarques ci-dessus exposées, que lorsqu'on doit modifier une carène de la nature de celle que nous avons expérimentée, en modifiant les dimensions latitudinales dans un rapport constant, et que le déplacement ne dépasse pas les limites ordinaires, on doit, pour assurer au navire la même vitesse, prévoir une variation centésimale de la puissance, à peu près égale et de même signe que celle qui se produit sur le déplacement. En changeant les dimensions dans le sens de la profondeur de la carène, la variation à prévoir dans la puissance est à peu près réduite aux deux tiers, savoir ± 6 pour 100 pour une variation de ± 10 pour 100 dans le déplacement.

Enfin, si la transformation de la carène a lieu en modifiant les dimensions

longitudinales, on doit, avant tout, déterminer la valeur de la vitesse, qui, avec la longueur de la carène, vérifie, avant toute dérivation, la relation $v = \sqrt{L}$. Si cette vitesse est aussi celle (v_1) pour laquelle on doit effectuer la recherche de la puissance, on aura, après la dérivation de la carène, une petite augmentation de cette puissance, aussi bien avec augmentation qu'avec diminution de déplacement. Dans le cas où $v_1 > v$, on aura une diminution de puissance avec le déplacement augmenté, et le contraire avec le déplacement diminué. La dernière conclusion doit être renversée lorsque $v_1 < v$.

APPENDICE I.

Dès que nous avons achevé la détermination de la résistance à la marche des différents modèles, dérivés de celui indiqué sous le n° 2, nous avons appliqué la méthode dite *des constantes,* qui a été imaginée par M. R.-E. Froude, et qui convient parfaitement pour utiliser les résultats obtenus avec les modèles, dans les cas des navires semblables.

On peut trouver l'explication générale de la méthode des constantes dans les *Transactions of the Institution of Naval Architects* (1).

Le but principal de cette méthode particulière est d'éliminer, dans les différents calculs qu'on développe, l'influence de la grandeur, de la vitesse des flotteurs et de la densité du liquide dans lequel a lieu le mouvement.

Δ, R et V étant le déplacement, la résistance et la vitesse du flotteur, les rapports $\frac{V}{\Delta^{\frac{1}{6}}}$ et $\frac{R}{\Delta}$ sont constants, pour les flotteurs qui jouissent de formes semblables et qui suivent la loi de *correspondance* de vitesse.

En nous reportant au développement que M. Froude a donné à son élégante méthode, les éléments (v) vitesse en mètres par seconde et (r) résistance en kilogrammes, relatifs au modèle dont le déplacement est (d) en kilogrammes, ainsi que (V) vitesse en nœuds par heure, (F) puissance en chevaux effectifs nécessaire pour assurer la vitesse V au navire de déplacement (Δ) en tonnes, peuvent s'écrire sous la forme suivante :

(1) $$k = \frac{v}{d^{\frac{1}{6}}} 3,579;$$

(2) $$c = \frac{r}{v^2 d^{\frac{2}{3}}} 78,05;$$

---

(1) *On the* constant *system of notation of results of experiments on models used at the Admiralty experiments works, Transactions, I. N. A.*, 1888, ainsi que dans l'Ouvrage cité et dans *Rivista marittima*, août 1899, par l'ingénieur du Génie naval, A. Scribanti.

(3) $$k = \frac{V}{\Delta^{\frac{1}{6}}} 0,5847:$$

(4) $$c = \frac{F}{\Delta^{\frac{2}{3}} V^3} 426.$$

Il faut maintenant rappeler que les valeurs de r dans l'équation (2) représentent la résistance obtenue avec les essais sur le modèle, et, par conséquent, la valeur de la *constante* c, qui en dérive, doit être modifiée pour exécuter la *correction de frottement*.

Cette correction a lieu comme suit :

1° On doit évaluer la partie de c qui dépend de la résistance par frottement du modèle, savoir :

(5) $$F_m = O_m S_c M^{0.0875} k^{-0.175},$$

dans laquelle O_m représente un coefficient qui dépend de la longueur du modèle;

(6) S_c représente la *constante* surface mouillée :

$$\frac{\text{surface mouillée modèle}}{d^{\frac{2}{3}}} = \frac{\text{surface mouillée navire}}{\left(\frac{\Delta}{1,026}\right)^{\frac{2}{3}}};$$

(7) M représente la *constante* longueur :

$$\frac{\text{longueur modèle}}{d^{\frac{1}{3}}} = \frac{\text{longueur navire}}{\left(\frac{\Delta}{1,026}\right)^{\frac{1}{3}}};$$

2° A la différence $c - F_m$ on doit ensuite ajouter la fonction qui représente la résistance par frottement du navire, savoir :

(8) $$F_n = O_n S_c M^{0.0875} k^{-0.175},$$

dans laquelle O_n représente un coefficient qui dépend de la longueur du navire.

La valeur $c - F_m + F_n$ peut enfin s'employer dans l'équation (4) à la place de la valeur générique c, et l'on obtiendra la valeur de F correspondant à la vitesse V. Il va sans dire que les valeurs de V et de k doivent satisfaire à la relation (3).

Les *constantes* (6) et (7) sont complétées par les suivantes :

(9) N *constante* largeur;

$$\frac{\text{largeur modèle}}{d^{\frac{1}{3}}} = \frac{\text{largeur navire}}{\left(\frac{\Delta}{1,026}\right)^{\frac{1}{3}}};$$

(10) I *constante* immersion :

$$\frac{\text{immersion modèle}}{d^{\frac{1}{3}}} = \frac{\text{immersion navire}}{\left(\frac{\Delta}{1,026}\right)^{\frac{1}{3}}}.$$

Cela posé, nous avons déterminé les *constantes* de la carène n° 2 et de ses dérivées en appliquant les formules (6), (7), (9) et (10). Elles se trouvent dans le Tableau suivant :

méro du modèle.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
Constantes :												
ueur (M).....	4,972	6,17	7,486	8,892	6,949	6,17	5,91	5,633	6,875	6,17	5,797	5,181
eur (N).....	1,052	0,944	0,856	0,781	0,745	0,944	1,029	1,130	1,052	0,944	0,887	0,793
ersion (I).....	0,382	0,342	0,311	0,284	0,386	0,342	0,328	0,313	0,276	0,342	0,388	0,486
ce mouillée (S_c)..	5,711	6,342	6,957	7,602	6,757	6,342	6,216	6,057	6,846	6,342	6,150	5,818

En appliquant les formules (1), (2), (5) et (8) nous avons ensuite dressé les diagrammes qui sont contenus dans les *fig.* 7, 8 et 9 (*Pl. II*). Pour cela les ordonnées des courbes qui se trouvent au-dessus de l'axe des abscisses, c'est-à-dire de l'axe des valeurs de k, donnent les valeurs de c déjà libre de la partie F_m, et les ordonnées qui se trouvent au-dessous du même axe donnent les valeurs de F_n relatives aux navires semblables aux modèles expérimentés et ayant des longueurs différentes.

La recherche des dimensions des navires dérivés du n° 2, dont le déplacement a été supposé de 6000 tonnes, a eu lieu, appliquant les formules (6), (7), (9) et (10), et la recherche des valeurs de F, puissance en chevaux effectifs, pour les vitesses de 18, 20 et 22 nœuds par heure, a eu lieu de la manière suivante :

En utilisant la relation (3), pour chaque carène de navire dérivée du n° 2, à la vitesse $V = 18$, $= 20$, $= 22$ nœuds, nous avons déterminé les valeurs de c et de F_n sur les courbes correspondantes contenues dans les *fig.* 7, 8 et 9. L'usage de la relation (4) nous a permis de fixer enfin les valeurs de F et les facteurs qui en dépendent par la formation des vagues et par le frottement, soit en posant au lieu de c, dans l'équation (4), la valeur $c + F_n$ ou bien individuellement c et F_n.

APPENDICE II.

Comme exemple des résultats obtenus avec les essais de remorquage des différents modèles dérivés du n° 2, nous relatons ici les éléments de leur application lorsque le déplacement à tous est fixé à 6000 tonnes.

Dans le premier groupe des navires :

les longueurs augmentent selon..... α^2;

les largeurs décroissent selon..... $\frac{1}{\alpha}$;

les profondeurs décroissent selon..... $\frac{1}{\alpha}$.

Dans le deuxième groupe des navires :

les longueurs décroissent selon..... $\frac{1}{\beta}$;

les largeurs augmentent selon..... β^2;

les profondeurs décroissent selon..... $\frac{1}{\beta}$.

Dans le troisième groupe des navires :

les longueurs décroissent selon..... $\frac{1}{\gamma}$;

les largeurs décroissent selon..... $\frac{1}{\gamma}$;

les profondeurs augmentent selon..... γ^2.

Le Tableau suivant renferme les dimensions principales des navires dérivés du n° 2 et ayant tous le déplacement de 6000 tonnes, et la valeur des puissances en chevaux effectifs aux vitesses de 18, 20 et 22 nœuds, obtenues en appliquant la méthode expliquée dans l'autre Appendice.

Numéro du modèle.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.
Longueur en m.....	89,50	111,2	134,9	160	125	111,2	106,6	101,5	123,8	111,2	104,3
Largeur en m.....	18,95	17	15,42	14,08	13,40	17	18,52	20,35	18,95	17	15,98
Immersion en m.....	6,87	6,17	5,59	5,11	6,95	6,17	5,92	5,63	4,98	6,17	7,00
Surface mouillée en m²..	1852	2058	2257	2465	2190	2058	2015	1962	2218	2058	1995
Déplacement en tonnes..	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000

Puissances en chevaux effectifs.

	Vitesses de :	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.
18 nœuds	o vagues.....	1780	1110	666	498	950	1110	1245	1530	825	1110	1095
	a frottement.....	1950	2160	2350	2540	2300	2160	2120	2070	2330	2160	2095
	F totale.....	3730	3270	3016	3038	3250	3270	3365	3600	3155	3270	3190
20 nœuds	o vagues.....	3940	1925	1210	855	1645	1925	2235	2800	1520	1925	1985
	a frottement.....	2610	2920	3180	3420	3100	2920	2847	2782	3120	2920	2820
	F totale.....	6550	4845	4390	4275	4745	4845	5082	5582	4640	4845	4805
22 nœuds	o vagues.....	»	3650	1960	1340	2550	3650	4580	»	2490	3650	4540
	a frottement.....	»	3810	4160	4500	4050	3810	3740	»	4110	3810	3710
	F totale.....	»	7460	6120	5840	6600	7460	8320	»	6600	7460	8250

N. B. Les calculs qui sont relatés dans cette Note ont été exécutés avec une règle double à calculs Stanley.

FORMULES PRATIQUES

SUR

LE MOUVEMENT DU NAVIRE.

EXTRAIT D'UN NOUVEAU MÉMOIRE DE M. AFANASSIEF,
Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques,
Membre honoraire du Comité technique de la Marine militaire russe.

L'état actuel de l'Hydrodynamique ne permet pas de résoudre exactement la question des différentes résistances que le navire en mouvement rencontre dans son cours et des conditions de fonctionnement des hélices et des roues à aubes.

Cette impossibilité de résoudre théoriquement lesdites questions est due, en grande partie, à l'ignorance absolue de plusieurs éléments ayant une influence considérable sur le mouvement du navire.

Parmi ces éléments, nous pouvons citer les suivants : l'influence de l'état de la surface immergée de la carène et de ses parties saillantes, les résistances nuisibles des propulseurs, le caractère même du mouvement de l'eau autour des propulseurs, etc.; enfin, le frottement intérieur des appareils moteurs.

Il faut également envisager convenablement la résistance présentée au mouvement du navire par ses superstructures et par sa mâture.

Dans ces dernières années, on a construit dans plusieurs pays des bassins de M. Froude pour faire les essais dans l'eau avec des modèles réduits des navires projetés.

Mais ces bassins ne sont pas à la portée de tout le monde; les études et les expériences avec les modèles réduits de navires coûtent trop cher, et, en même temps, pour faire ces études, il faut avoir les plans théoriques du navire projeté complètement finis, et connaître les poids entrant dans la construction.

Le plus souvent, le poids des appareils moteurs dépendant de la vitesse exigée et la quantité de combustible nécessaire pour le parcours déterminé, restent inconnus jusqu'à la fin des expériences des modèles réduits.

Nous acceptons cependant que les bassins d'expériences avec des modèles réduits ont une influence prépondérante pour la résolution des questions de la puissance indiquée des appareils moteurs nécessaire pour donner au navire la vitesse exigée, ainsi que pour déterminer les formes et les éléments des propulseurs qui conviennent pour le navire projeté.

Mais nous sommes persuadés que les formules pratiques, résolvant plus ou moins exactement les mêmes questions, sont utiles et capables dans de larges limites de faciliter les études des formes du navire et de ses propulseurs pendant les expériences avec des modèles réduits.

Un extrait de nos premiers travaux dans cette direction a été publié en 1893 en Angleterre par M. Goulaieff, ingénieur de la Marine russe, pendant les séances de l'Institution des Naval Architects. Cet extrait a servi à M. Tromp pour composer son excellent Ouvrage : *Moyens de juger de la valeur des essais des navires de guerre*, imprimé en 1897 à Rotterdam.

Ensuite, M. Vechkourtzoff, ingénieur de la Marine russe, a fait une Communication d'un extrait des mêmes travaux, imprimée en 1897 dans le *Bulletin de l'Association technique maritime*.

Nous pensons qu'il est utile de publier nos récents travaux sur les mêmes questions.

Nous allons étudier le mouvement du navire pendant sa vitesse maximum ou pendant celle qui ne diffère pas beaucoup de la vitesse maximum; les machines motrices et les moteurs fonctionnant le plus utilement si tous leurs éléments ont été calculés et déterminés pour cette vitesse.

Connaissant la puissance indiquée H_0 nécessaire pour donner au navire la vitesse maxima v_0, la puissance indiquée H nécessaire et suffisante pour donner au même navire une vitesse v inférieure à la vitesse v_0 peut être déterminée (pour les eaux profondes) par la formule suivante :

$$\frac{H}{H_0} = \left(1 - \frac{v^2}{v_0^2}\right)\left(1 + \frac{v}{v_0}\right)^3 \qquad (2)$$

déjà connue.

Nous ne connaissons aucun résultat des essais progressifs des navires construits qui ne correspondent pas à la formule ci-dessus indiquée pour les vitesses de 6 nœuds et au dessus; mais, pour les vitesses inférieures à 6 nœuds, la formule (2) n'est pas toujours juste, ce qui s'explique peut-être par l'influence considérable du frottement intérieur des machines, et par une plus grande adhérence de l'eau sur la surface immergée du navire.

Pour confirmer la formule (2), nous indiquerons seulement les résultats des essais progressifs du croiseur anglais [illegible] *The Marine Engineer*, (Nov.) dans le Tableau suivant :

v nœuds.	H'.	H.
4,10	223	224
10,36	2224	2560
12,55	4116	5419
14,21	7011	6950
16,10	10083	9960
16,85	11800	11800

Dans ce Tableau, H' désigne la puissance indiquée déterminée pendant les essais réels; H la puissance indiquée calculée d'après la formule (a) en prenant

$$v = 16.85 \text{ nœuds} \quad \text{et} \quad H_0 = 11800.$$

I. — Puissance indiquée nécessaire pour donner au navire la vitesse assignée.

Dans ce qui suit, les lettres ci-après désignées signifient :

D le déplacement en tonnes;
L la longueur entre perpendiculaires à la flottaison (de l'étrave jusqu'à l'arête avant d'étambot);
B la largeur au fort de la carène;
h le tirant d'eau moyen;
v_0 la vitesse maxima en nœuds par heure;
H_0 la puissance totale des machines en chevaux.

Les mesures linéaires sont en pieds ou en mètres.

Soit α le rapport de la partie immergée du maître-couple au parallélogramme circonscrit à la flottaison, ayant les dimensions B et h; la surface du maître-couple est $\alpha B h$.

La puissance indiquée H_0, nécessaire pour donner au navire la vitesse maxima v_0, varie proportionnellement aux valeurs suivantes :

a. Au volume $\alpha B h v_0$, décrit dans une unité du temps par la surface immergée du maître-couple;

b. Au carré de la vitesse v_0^2;

c. A la racine cubique du nombre des tours par unité du temps, faits sans avoir de recul, par la circonférence, dont le diamètre est égal au tirant moyen h du navire.

Cette dernière valeur peut être exprimée par la formule suivante :

$$\sqrt[3]{\frac{v_0}{\pi h}},$$

où $\pi = 3,14\ldots$

Donc, conformément aux hypothèses indiquées ci-dessus, nous avons

$$H_0 = C \alpha B h v_0 v_0^2 \sqrt[3]{\frac{v_0}{F h}},$$

où C est un certain coefficient dépendant du frottement et des autres résistances nuisibles.

L'égalité précédente se réduit à

$$H_0 = C\alpha B h^{\frac{2}{3}} v_0^{\frac{10}{3}}. \tag{1}$$

Soit a le rapport du volume de la carène du navire au prisme droit circonscrit à la flottaison, ayant les dimensions L, B et h; nous aurons

$$D^2 = a^2 L^2 B^2 h^2,$$

d'où, en multipliant les deux parties de cette égalité par B, nous tirons

$$B^3 h^2 = \frac{BD^2}{a^2 L^2},$$

$$B h^{\frac{2}{3}} = \left(\frac{BD^2}{a^2 L^2}\right)^{\frac{1}{3}}.$$

La formule (1) se transforme maintenant en celle-ci :

$$H_0 = \frac{C\alpha}{a^{\frac{2}{3}}} \left(\frac{BD^2}{L^2}\right)^{\frac{1}{3}} v_0^{\frac{10}{3}}. \tag{2}$$

Supposons, pour un autre navire géométriquement semblable au premier, que

$$K\left(\frac{BD^2}{L^2}\right)^{\frac{1}{3}} = 1,$$

K étant le rapport entre les dimensions linéaires des deux navires.

Admettons également que les propulseurs (les hélices ou les roues à aubes) du premier navire et les moteurs de notre deuxième navire, géométriquement semblable au premier, fonctionnent sans avoir de recul et avec les vitesses d'avancement correspondantes v_0 et A_0 par heure en nœuds.

Si, par exemple, les machines motrices de notre deuxième navire, pendant l'avancement avec une vitesse A_0, développent H′ chevaux indiqués, alors, en tenant compte de notre expression (2), nous trouvons

$$H' = \frac{C\alpha}{a^{\frac{2}{3}}} A_0^{\frac{10}{3}}, \tag{3}$$

car, pour les navires géométriquement semblables, les coefficients α et a sont égaux. Le coefficient C est supposé constant.

Le rapport des formules (1) et (3) nous donne l'expression suivante

$$\frac{H_0}{H'} = \left(\frac{BD^2}{L^2}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{v_0}{A_0}\right)^{\frac{10}{3}},$$

en posant ici H′ = 1000, la valeur de la vitesse A_0 peut être déterminée d'après

les essais des navires; c'est à-dire que, pour les navires dont les propulseurs, pendant l'avancement avec une vitesse maxima, fonctionnent sans avoir de recul, nous pouvons accepter :

$$(4) \qquad H_0 = 1000\left(\frac{BD^2}{L^2}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{v_0}{A_0}\right)^{\frac{10}{3}}.$$

La valeur de la vitesse A_0, déterminée dans ces conditions, renferme la dépense de travail des machines pour vaincre le frottement intérieur, et les autres résistances nuisibles, excepté le recul des hélices ou des roues à aubes.

En supposant que les propulseurs (les hélices ou les roues à aubes) fonctionnent avec un recul φ_0, ayant la vitesse d'avancement v_0, au lieu de la dernière formule, nous prenons l'expression suivante :

$$(5) \qquad H_0 = \frac{1000}{1-\varphi_0}\left(\frac{BD^2}{L^2}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{v_0}{A_0}\right)^{\frac{10}{3}}.$$

Cette formule détermine la puissance indiquée H_0, nécessaire pour donner au navire la vitesse maxima v_0 avec un recul φ_0 de ses hélices.

Dans toutes les formules précédentes, ainsi que pour les navires ayant une carène d'une formation assez régulière et la surface immergée en état net, le coefficient A_0 a les valeurs indiquées ci-dessous [1] :

a. Quand la carène est peinte ou goudronnée et que les hélices sont

Non brunies.....	$A_0 = 29$ (25,5)
Brunies.....	$A_0 = 29,5$ (26)

b. Quand la carène est doublée en cuivre et que les hélices sont

Non brunies.....	$A_0 = 30$ (26,5)
Brunies.....	$A_0 = 30,5$ (27)

Pour les roues à aubes, il faut les envisager comme les hélices brunies ou non brunies, suivant qu'elles sont à pales articulées ou à pales fixes.

Nota. — Pour l'emploi des mesures métriques, il faut prendre pour les coefficients A_0 les nombres ouverts et pour les mesures anglaises les nombres entre parenthèses.

Le premier Appendice renferme les confirmations pratiques de la formule (5).

---

[1] M. Vechkourtzoff, dans sa Communication imprimée dans le *Bulletin de l'Association technique maritime* de 1897, donne les valeurs du coefficient A_0 pour le recul de l'hélice $\varphi_0 = 0,20$.

II. — Puissance indiquée nécessaire pour donner aux hélices le nombre des tours assigné.

Dans ce qui suit, les lettres désignées ci-après signifient :

R le rayon de l'hélice;
r le rayon du moyeu;
m le nombre total des ailes de toutes les hélices du navire en fonctionnement, en admettant que celles-ci sont de la même grandeur;
ρ le rayon de la surface cylindrique et concentrique par rapport à l'axe de l'hélice; l'intersection de ce cylindre avec la surface avant de l'hélice donne la largeur S de l'aile à cette distance de l'axe;
h le pas de l'hélice, en le considérant, pour la simplicité, comme constant pour toute la surface de l'aile.

Les dimensions linéaires sont en pieds ou en mètres.

N est le nombre des tours de l'hélice par minute.

La vitesse angulaire de l'hélice par minute est

$$\omega = 2\pi N \tag{6}$$

où

$$\pi = 3,14\ldots.$$

Soit

$$i = \frac{2\pi R}{h}; \qquad z = \frac{2\pi\rho}{h}. \tag{7}$$

Lorsque la section circulaire de la surface avant de l'aile de l'hélice ayant le rayon ρ forme avec l'axe d'hélice un angle δ, pour l'unité de surface de cette aile, éloignée de l'axe de la distance ρ, la composante des réactions de l'eau, opposée en sens inverse à la rotation de l'hélice, peut être déterminée par la formule suivante :

$$p = C(\omega\rho\cos\delta)^2 \tag{8}$$

où C est un certain coefficient dépendant du frottement et des autres résistances nuisibles.

Cette composante des réactions de l'eau se trouve dans le plan perpendiculaire à l'axe de l'hélice, et a une direction inverse de la vitesse $\omega\rho$ de rotation des éléments correspondants de la surface des ailes.

Quand l'aile de l'hélice est un plan passant par son axe, alors $\delta = 0$ et $p = C\omega^2\rho^2$ atteint sa valeur maxima; lorsque l'aile est un plan normal par rapport à l'axe de l'hélice, alors $\delta = 90^\circ$ et la composante de la réaction de l'eau $p = 0$.

Le travail total des composantes des réactions de l'eau se détermine en multipliant leur moment total par rapport à l'axe de l'hélice

$$Cm\int_r^R Sp\rho\, d\rho$$

par la vitesse angulaire ω

$$H = Cm\omega \int_r^R Sp\rho\, d\rho.$$

En remplaçant dans cette expression ω et p par leurs valeurs correspondantes, et en tenant compte de l'expression (7), nous obtenons

$$H = Cm(2\pi N)^3 \int_r^R S\rho^3 \cos^2\delta\, d\rho,$$

et en même temps

$$\text{(9)} \qquad \tang\delta = \frac{2\pi\rho}{h} = z,$$

alors l'expression précédente se transforme ainsi :

$$\text{(10)} \qquad H = Cm(Nh)^3 \int_r^R \frac{Sz^3 d\rho}{1+z^2}.$$

En posant pour simplifier

$$\text{(11)} \qquad I = \int_r^R \frac{Sz^3 d\rho}{1+z^2}$$

et en exprimant la vitesse théorique d'avancement Nh de l'hélice par le nombre correspondant u de nœuds par heure, et en tenant compte de l'égalité (10), nous obtenons

$$\text{(12)} \qquad H = \varepsilon m I u^3,$$

où ε est un certain coefficient dépendant des résistances nuisibles.

Remplaçons maintenant nos premières hélices par les autres géométriquement semblables aux premières et pour lesquelles

$$mI = 1.$$

Supposons que nos premières hélices ainsi que les autres fonctionnent sans avoir de recul ; soit H' la puissance indiquée nécessaire pour donner aux hélices nouvelles la vitesse assignée d'avancement A_0.

Dans ce cas, d'après l'expression (12), nous aurons

$$\text{(13)} \qquad H' = \varepsilon A_0^3,$$

en admettant que le coefficient ε est constant.

Le rapport des expressions (12) et (13) nous donne

$$\text{(14)} \qquad \frac{H}{H'} = mI\left(\frac{u}{A_0}\right)^3.$$

Quand les hélices fonctionnent avec le nombre de tours maximum ayant le

recul φ_0, alors l'expression précédente se modifie ainsi :

$$\frac{H}{H'} = (1 + \varphi_0) m I \left(\frac{u}{A_0}\right)^3.$$

D'après les essais des navires, il faut prendre

(a)	Pour les mesures métriques.....	$H' = 1500$
(b)	Pour les mesures anglaises.....	$H' = 100$

donc nous aurons

$$H = H'(1 + \varphi_0) m I \left(\frac{u}{A_0}\right)^3. \tag{15}$$

L'Appendice II contient les résultats des essais et les exemples qui confirment suffisamment la valeur de la formule (15).

Cette formule (15) a été confirmée par les résultats obtenus pendant les essais des hélices construites d'après cette formule pour les navires : *Sextant*, les croiseurs *Général-Amiral*, *Prince d'Édimbourg* et *Pereswet*.

III. — Relation entre la vitesse du navire et le nombre des tours de ses hélices.

Nous avons, pour le nombre maximum des tours de l'hélice quand les machines développent la puissance indiquée H_e, d'après les formules (5) et (15),

$$\left(\frac{v_e}{A_e}\right)^{\frac{12}{3}} = \beta(1 - \varphi_e^2)\left(\frac{u_e}{A_e}\right)^3, \tag{16}$$

où u_e est la vitesse théorique d'avancement des hélices par heure en nœuds correspondant au nombre de tours N_e, et le coefficient

$$\beta = \frac{H m I}{1000}\left(\frac{L^2}{Bl^2}\right)^{\frac{2}{3}} \tag{17}$$

qui dépend seulement des dimensions de la carène et des hélices du navire.

Nous tirons de l'expression (16)

$$v_e = a N_e^{\frac{4}{3}}$$

où a est un coefficient.

Ce coefficient a conservé approximativement sa valeur pour tous les nombres de tours de l'hélice pour le même navire, ce qui a été confirmé par les essais réels des navires construits.

APPENDICES.

1. Nous donnons ci-dessous quelques exemples qui confirment la formule (5).

Les résultats des essais des navires (en mesures anglaises) sont pris dans *Results of trials made in Her Majesty's screw Ships and Vessels,* édités en 1880.

Pour le navire *Carysfort,* on a essayé les hélices suivantes :

Hélice.	Diamètre.	Pas.	Longueur.
A	15,75	30	3,58
B	15,75	22,5	2,73
C	15,75	19	3,06

On a obtenu les résultats suivants :

Hélice.	H_0.	v_0.	φ_0.	A_0.
A	2005	11,76	0,349	25,0
B	2280	12,85	0,240	25,1
C	2452	13,01	0,199	24,5
			Moyenne	24,8

Les valeurs du coefficient A_0 sont calculées, d'après la formule (5), en prenant les dimensions de *Carysfort* pendant les essais

$$D = 2197 \text{ tonnes}, \qquad L = 225^{P}, \qquad \frac{L}{B} = 5,06.$$

Un autre navire anglais, *Fairy,* dont les dimensions à l'état armé sont

$$D = 207 \text{ tonnes}, \qquad L = 144^{P},7, \qquad \frac{L}{B} = 6,85$$

a été essayé avec les hélices suivantes :

Hélice.	Diamètre.	Pas.	Longueur.
A	6,06	15,38	1,67
B	5,66	14,13	1,67
C	5,83	7,67	2,40
D	6	7,98	0,77
E	6,48	8,25	1,58

On a obtenu les résultats suivants :

Hélice.	H_0.	v_0.	φ_0.	A_0.
A	328	10,93	0,520	27,7
B	384	11,66	0,554	28,8
C	335	11,70	0,316	26,5
D	410	13,03	0,202	26,6
E	410	13,27	0,233	27,4
			Moyenne	27,4

Les valeurs du coefficient A_0 sont déterminées d'après la formule (5). Ces valeurs du coefficient A_0 pour *Carysfort* sont inférieures à celles pour *Fairy*, car le premier navire avait des gouvernails latéraux.

Les résultats des expériences qui ont été faites avec différentes hélices sur les navires ci-dessus indiqués et sur d'autres, confirment suffisamment la constance du coefficient A_0 pour le recul de l'hélice compris dans les limites $\varphi_0 = 0$ et $\varphi_0 = 0,50$, et montrent l'influence insignifiante du système de l'hélice sur la valeur de ce coefficient A_0.

2. On a obtenu les résultats ci-dessous indiqués pendant les essais du nouveau croiseur anglais *Diadem*, muni de machines motrices à triple expansion et dont la carène est doublée en cuivre

$$D = 11000, \quad H_0 = 17188, \quad L = 435, \quad v_0 = 20,6, \quad \frac{L}{B} = 6,31, \quad \varphi_0 = 0,17.$$

Les essais avaient lieu dans la Manche en eau profonde; le nombre moyen de tours de ses hélices était 118,6 par minute. Donc nous obtenons pour ce navire $A_0 = 27,2$.

Les hélices du croiseur *Diadem* sont probablement brunies.

Voici quelques exemples (en mesures anglaises) qui confirment suffisamment la valeur de la formule (15).

3. Pour une hélice d'une forme correcte, dont la longueur l suivant l'axe est constante pour toute la surface de l'aile

$$S = l\sqrt{1 + z^2},$$

où comme auparavant

$$z = \frac{2\pi\rho}{h}.$$

Donc la différentielle

$$d\rho = \frac{h}{2\pi} dz,$$

et l'égalité (11) prend la forme

$$I = \frac{hl}{2\pi} \int_r^R \frac{z^3\, dz}{\sqrt{1 + z^2}}.$$

En l'intégrant par parties et posant pour simplifier $r = 0$, on a

$$(a) \qquad I = \frac{lh}{6\pi} \left[(t^2 - 2)\sqrt{1 + t^2} + 2 \right],$$

où

$$t = \frac{2\pi R}{h}.$$

4. MM. Bourgois et Moll acceptaient pour la puissance indiquée

$$H = 6,829 \frac{Np}{r},$$

où N est le nombre des tours de l'hélice par minute, r le rapport de la transmission par engrenage entre la machine et l'hélice, et p la pression moyenne de la vapeur dans les cylindres, exprimée en centimètres de mercure.

En utilisant les données des expériences faites par MM. Bourgois et Moll, qui sont groupées dans l'Ouvrage de M. Bourne : *A treatise on the screw propeller,* nous trouvons les valeurs suivantes du coefficient A_0 (en mesures anglaises) :

m_1.	h.	$\frac{ml}{h}$.	t.	φ_0.	v.	A_0.
4	2,008	0,580	2,64	0,238	11,3	26,9
2	2,335	0,455	2,26	0,281	9,3	26,4
2	2,886	0,450	1,83	0,355	9,1	26,0
4	2,365	0,600	2,26	0,244	9,2	26,1
4	2,872	0,770	1,84	0,288	9,2	27,3
4	3,455	0,770	1,53	0,325	9,1	27,9
6	2,876	0,600	1,83	0,303	9,1	25,6
6	2,688	0,600	1,98	0,288	10,0	26,7

Donc la valeur moyenne du coefficient $A_0 = 26,6$. Le Tableau ci-dessus indiqué renferme les résultats des essais des hélices dont le diamètre est $1^m,680$. Ces résultats correspondent aux vitesses maxima obtenues pour le navire *Pélican.*

5. La largeur S du développement de l'aile de l'hélice peut être exprimée par la formule

$$S = l\sqrt{1 + z^2},$$

où l est la longueur de l'aile à la distance ρ de l'axe de l'hélice, et l'intégrale (11) se ramène à

$$I = \int_r^R \frac{lz^3\,d\rho}{\sqrt{1+z^2}}. \tag{19}$$

Le croiseur russe *Amiral Nakhimoff* a deux hélices à quatre ailes chacune, dont le diamètre est 16^p, et le pas variable à volonté de 18^p jusqu'à $21^p,8^p$. Les essais de ses hélices ont été faits pour le pas de $21^p,8^p$; on a

ρ.	$4l$.	z.	λ.	S.
8	2,4	2,320	11,90	1,50
7,5	3,5	2,175	15,12	2,10
7	4,5	2,030	16,63	2,54
6	6,5	1,740	17,00	3,25
5	6,9	1,450	11,95	3,62
4	9,8	1,160	10,00	3,75
3	10,8	0,870	5,36	3,58
2,25	10,7	0,653	2,49	3,21

La quantité

$$\lambda = \frac{lz^3}{\sqrt{1+z^2}}.$$

Dans le Tableau précédent, nous avons la longueur totale de toutes les ailes d'une hélice,

En suivant la méthode des trapèzes, et faisant attention aux différences correspondantes des rayons, nous obtenons pour deux hélices

$$ml = 63 \times 2 = 126.$$

6. Pour les mesures anglaises, on a approximativement

$$n_0 = \frac{N_0 h}{100},$$

donc nous tirerons de l'égalité (16) d'après la formule (17)

$$\frac{v_0}{N_0^{0,9}} = C^{0,3} E^{0,1}. \tag{20}$$

où

$$C = \frac{(1-\varphi_0^2)\,mlh^3}{10^7}, \tag{21}$$

$$E = \frac{A_0 L^2}{BD^2}. \tag{22}$$

7. Pour le croiseur russe *Amiral Nakhimoff*, dont la carène est doublée en cuivre et les hélices non brunies, nous avons d'après les résultats des essais

$$\varphi_0 = 0,234; \qquad h = 21^{p},8^{p},$$

et pour lequel

$$D = 7785, \qquad L = 321, \qquad \frac{L}{B} = 5,26, \qquad ml = 126; \qquad A_0 = 26,5.$$

Donc, d'après ces données, l'égalité (20) nous donne pour le nombre des tours N par minute

$$v_0 = 0,258\, N_0^{0,9}.$$

Cette égalité est pratiquement *constante* pour tous les nombres de tours d'hélice; donc nous pouvons accepter en général,

$$v = 0,258\, N^{0,9}. \tag{a}$$

Les résultats suivants ont été obtenus pour le croiseur *Amiral Nakhimoff*, pour lequel

$$D = 7785; \qquad h = 21^{p},8^{p}.$$

Nombre des tours. N.	La vitesse v d'après l'expérience.	la formule (a).
98,5	16,33	16,2
91,25	15,54	15,2
81	14,29	13,5
67,5	11,92	11,4
60	11,07	10,3
51	9,35	8,9

La vitesse théorique d'avancement des hélices correspondant au nombre des tours des hélices 98,5 était de 21 nœuds, 1 par heure.

Alors, d'après la formule (5), en prenant les résultats obtenus

$$H_0 = 7850.$$

En réalité, on a développé 7768 chevaux indiqués pour 98,5 tours de l'hélice par minute.

Il est préférable de donner au développement de l'aile, quand le pas est constant, une forme d'ellipse, qui donne des résultats absolument satisfaisants.

Donc nous traçons une circonférence ayant le rayon R pour diamètre. Partageons les cordes normales à ce diamètre vertical R d'après un rapport quelconque, c'est-à-dire prenons les parties des cordes λS, proportionnelles à leurs longueurs correspondantes S; alors nous obtenons une ellipse.

Reste à déterminer le coefficient λ, car les longueurs S des cordes sont connues pour la circonférence tracée.

Soit S_0 la longueur de la corde éloignée de l'axe de l'hélice de la distance ρ: sa largeur sera

$$S_0 = 2\sqrt{\rho R - \rho^2}.$$

Posons pour simplifier

$$\rho = uR, \tag{23}$$

nous aurons

$$S_0 = 2R\sqrt{u(1-u)}. \tag{24}$$

Alors la largeur S de la corde de notre développement de l'aile peut être exprimée ainsi

$$S = \lambda S_0 = 2\lambda R\sqrt{u(1-u)}. \tag{25}$$

En conservant les mêmes notations qu'auparavant, et en tenant compte de l'expression (23) nous avons

$$z = \frac{2\pi\rho}{h} = \frac{2\pi R}{h}\frac{\rho}{R} = iu. \tag{26}$$

L'expression (11), d'après les formules (23), (25) et (26), se ramène à celle-ci :

$$I = 2\lambda i^3 R^2 \int_r^R \frac{u^3\sqrt{u(1-u)}}{1+i^2u^2}\,du.$$

Posons

$$I_0 = \int_r^R \frac{u^3\sqrt{u(1-u)}}{1+i^2u^2}\,du, \tag{27}$$

nous aurons

$$I = 2\lambda i^3 R^2 I_0. \tag{28}$$

8. Cette intégrale (27) peut être calculée approximativement d'après la méthode des trapèzes ou autrement. Donc nous allons déterminer pour la valeur assignée i et les valeurs données $u = 0, 0,1, \ldots 0,9$, la valeur de la fraction placée sous le signe de l'intégrale multipliée par du.

Nous tirerons de cette façon, pour les valeurs données du rapport i, les valeurs suivantes de l'intégrale I_0, d'après la formule (27) :

i.	I_0.
2,0	0,0276
2,4	0,0218
2,6	0,0193
3,2	0,0144

L'intégrale (27) doit être prise entre les limites des valeurs du nombre u, correspondant aux rayons r et R de l'hélice.

En général, le rayon r du moyeu de l'hélice ne dépasse pas 0,1 R pour les hélices de diamètre ordinaire et n'atteint jamais 0,2 R; donc nous pouvons prendre pour tous les cas pratiques l'intégrale (27) entre les limites $u = 0$ et $u = 1$.

Traçons maintenant le diagramme à une échelle donnée, en prenant les valeurs du rapport i pour les abscisses et les valeurs de l'intégrale I_0 pour les ordonnées; nous aurons une courbe continue, d'après laquelle nous déterminerons les valeurs de l'intégrale I_0 pour chaque valeur donnée du rapport i, qui ne dépasse pas en pratique les limites suivantes : $i = 2,0$ et $i = 3,2$.

D'après ce diagramme, nous aurons le Tableau suivant :

i.	I_0.
2,0	0,0276
2,1	0,0261
2,2	0,0246
2,3	0,0231
2,4	0,0218
2,5	0,0205
2,6	0,0193
2,7	0,0181

i.	I_0.
2,8	0,0173
2,9	0,0163
3,0	0,0156
3,1	0,0149
3,2	0,0144

Ces colonnes de chiffres nous montrent que, pour l'augmentation de la valeur du rapport i, c'est-à-dire du rapport de la circonférence à son pas, la valeur de l'intégrale I_0 diminue. Le produit $i^3 I_0$ qui entre dans l'égalité (28) augmente, au contraire, comme on le voit dans le Tableau suivant :

i.	I_0.	$i^3 I_0$.
2,0	0,0276	0,2208
2,6	0,0193	0,3393
3,2	0,0144	0,4719

La valeur de la quantité I déterminée par l'égalité (28) augmente avec l'augmentation de ce produit, et, par conséquent, la puissance indiquée nécessaire pour faire tourner les hélices avec un nombre de tours assigné augmente également, comme on le voit d'après la formule (15).

9. Donc nous avons, pour déterminer les éléments de l'hélice, le groupe de formules suivantes :

$$(A)\qquad \begin{cases} i = \dfrac{2\pi R}{h}, \\ I = 2\lambda i^2 I_0 R^2, \\ H = H'(1+\varphi_0) m l \left(\dfrac{u_0}{A_0}\right)^3, \end{cases}$$

où

$\pi = 3,14$,
R = le rayon de l'hélice,
h = le pas de l'hélice,

en pieds ou en mètres.

Les autres lettres conservent la même signification qu'auparavant.

La quantité λ est le coefficient de la largeur S du développement de l'aile de l'hélice, déterminé par l'égalité

$$(B)\qquad S = \lambda S_0.$$

Le groupe des formules (A) est absolument suffisant pour calculer les éléments des hélices pour tous les cas, une fois seulement que l'on prendra la valeur correspondante pour la quantité λ.

Exemple. — On a essayé, en 1898, pour le croiseur de première classe *Duc d'Édimbourg*, une hélice dont les éléments ont été calculés d'après nos formules (5) et (15).

Nous donnons ci-dessous les dimensions de son ancienne hélice ainsi que de son hélice nouvelle :

	Hélice ancienne.	Hélice nouvelle.
Diamètre	20^{P} 6^{P}	19^{P} 6^{P}
Pas	23^{P} 0^{P}	21^{P} 5^{P}
Surface des ailes	$87^{Pq},5$	$61^{Pq},75$
Nombre *m* des ailes	2	2

	Résultats en 1897.	Résultats en 1898.
Pression de la vapeur	60 livres	60 livres
N_0	55	70
H_0	2642	3582
v_0	11,92	13,23

D'après la formule (5), nous avons pour les vitesses de marche, qui ne diffèrent pas beaucoup de la vitesse maximum :

$$v = CH^{0,3}$$

$$H = \varepsilon v^{\frac{10}{3}},$$

où C et ε sont des coefficients constants dépendant des dimensions du navire seulement.

Donc, nous obtenons d'après les résultats des essais réels :

	Hélice ancienne.	Hélice nouvelle.
C	1,12	1,13
ε	0,69	0,65

Nous voyons que le navire muni de son hélice nouvelle atteint une vitesse plus grande qu'avec son hélice ancienne, parce que la consommation de vapeur par la machine motrice devient beaucoup meilleure.

10. Le contre-torpilleur *Turbinia*, muni d'appareils moteurs spéciaux, turbines à vapeur Parsons, a trois arbres porte-hélices.

Chacun d'eux est muni de trois hélices, dont le diamètre est de 18 pouces.

La puissance totale des moteurs a été fixée à 2100 chevaux indiqués; donc, pour chaque ligne d'arbres, nous avons la puissance de 700 chevaux indiqués à transmettre.

Admettons que le contre-torpilleur *Turbinia* donne la vitesse de $32^{m}\frac{3}{4}$ par heure en développant 2100 chevaux indiqués : ce qu'on a obtenu pendant les essais.

Soit le nœud égal à 6080 pieds; alors le navire doit avoir une avance de $1^{p},51$ pour chaque tour de ses hélices, en faisant 2200 tours par minute.

Le diamètre de ses hélices est 18 pouces ou $1^{p}\frac{1}{2}$.

Posons

$$i = \frac{2\pi R}{h} = 2,8,$$

où $R = 0^{p},75$ et $h =$ le pas de l'hélice.

D'où nous tirons

$$\text{le pas } h = 1^{p},68,$$

et le recul de l'hélice sera

$$\frac{1,68 - 1,51}{1,68} = 0,10 \quad \text{ou} \quad 10 \text{ pour } 100.$$

Pour ces éléments, nous avons, en adoptant le développement de l'hélice elliptique :

$$I_0 = 0,0173,$$

et, d'après le groupe des formules (A),

$$I = 0,428\lambda.$$

En posant pour ces moteurs centrifuges $A_0 = 26$ et prenant la vitesse d'avancement théorique des hélices pour 2200 tours par minute, $u_0 = 36^{n},5$; nous tirons $m\lambda = 5,374$, où m est le nombre des ailes.

Le coefficient λ ne peut pas être plus grand que 1, donc nous avons

$$\lambda_{max.} = 1.$$

Le nombre des ailes de l'hélice m ne peut pas être plus grand que 6. Il est impossible d'avoir ce nombre des ailes d'hélice sans avoir un recouvrement des ailes (superposition), d'où vient l'insuffisance du fonctionnement.

Nous sommes donc obligés de placer sur chaque ligne d'arbres plusieurs hélices, en acceptant le diamètre de 18 pouces.

Acceptons pour ce navire les trois hélices à trois ailes sur chaque ligne d'arbres, donc $m = 9$; nous aurons

$$\lambda = 0,597.$$

Alors la largeur maxima du développement de l'aile de l'hélice est égale à 0,6 du rayon de l'hélice, ou $5^{p},4$.

On a été forcé d'accepter plusieurs hélices pour le contre-torpilleur *Turbinia,* ce qui montre le point faible des moteurs centrifuges comme les turbines à vapeur Parsons, etc.

CONTRIBUTION

A LA

THÉORIE DES HÉLICES PROPULSIVES,

PAR M. RATEAU,
Ingénieur des Mines.

Cette Communication est le développement de celle que j'ai faite à l'Académie des Sciences, les 19 février et 12 mars. J'y présente quelques aperçus, que je crois nouveaux, sur *la théorie et le calcul des hélices propulsives,* et aussi sur le phénomène de la *cavitation,* qui a été, dans ces derniers temps, le sujet de controverses intéressantes.

La théorie des hélices propulsives est établie maintenant, le plus souvent, à l'exemple de M. Drzewiecki [1], en décomposant la surface de chaque aile en éléments, de hauteur radiale *dr*, *que l'on assimile à des plans minces en mouvement oblique dans le fluide ambiant.* On parvient ainsi, suivant l'expression que l'on adopte pour la réaction normale au plan mobile, à des résultats plus ou moins d'accord avec l'expérience.

Mais cette manière d'envisager la question ne tient pas compte de la face arrière, ou dos des ailes, qui, pourtant, ce n'est pas douteux, joue un rôle très important, presque aussi important sans doute que celui de la face impulsive. Cette théorie laisse aussi à peu près inexpliqués quelques faits essentiels bien connus, notamment les reculs négatifs, qui sont si fréquemment constatés, et l'avantage, bien démontré, d'une forte inclinaison des ailes vers l'arrière du bateau.

Dans la théorie que je propose ici, j'abandonne complètement la considération du plan mince. Je m'appuie, d'une part, sur la formule générale des turbo-machines que j'ai établie ailleurs [2], et, d'autre part, sur deux hypo-

---

(1) *Les oiseaux considérés comme des aéroplanes animés.* Communication à l'Académie des Sciences, 4 avril 1892. — *Méthode pour la détermination des éléments mécaniques des propulseurs hélicoïdaux.* Paris, 1892. (Extrait du *Bulletin de l'Association technique maritime.*)

(2) *Traité des turbo-machines* (*Revue de Mécanique,* 1897 à 1900).

thèses fondamentales, qui tiennent compte du dos des ailes autant que de la face impulsive. J'arrive ainsi à des résultats qui concordent avec ceux de M. Drzewiecki, mais plus généraux à certains égards, et qui me semblent devoir donner une explication satisfaisante de toutes les particularités présentées par les hélices.

Avant de donner mes hypothèses, je dois faire remarquer que, contrairement à ce que l'on pense généralement, l'eau possède, à travers l'hélice en fonctionnement normal, un mouvement centripète et non pas centrifuge. On le voit en composant entre elles la force centrifuge d'entraînement $m\omega^2 r$ et la force centrifuge composée $2m\omega w_a$ (1) qui, dans le cas des hélices, est double de la première, et dirigée exactement en sens contraire, c'est-à-dire, en réalité, centripète. Il faut bien, du reste, que l'eau ait un mouvement légèrement centripète pour que la section de la veine d'eau qui arrive à l'hélice avec la vitesse relative V_0, sensiblement égale à la vitesse V du bateau, se réduise à la valeur qui correspond à la vitesse relative axiale, plus grande que V_0, après le passage à travers l'hélice.

L'inclinaison des ailes vers l'arrière du bateau favorise ce mouvement centripète; c'est là, à mon avis, sa principale raison d'être.

Je dis que cette inclinaison des ailes favorise le mouvement centripète. En effet, le fluide, dans son mouvement absolu, est soumis à trois sortes de forces réelles : 1° la poussée F des ailes de l'hélice normale à leur surface; 2° le frottement φ sur les surfaces des ailes et sur le bord d'entrée, ainsi que sur lui-même; 3° les pressions P du fluide environnant. La poussée F, si les ailes ont une certaine inclinaison vers l'arrière, aura une composante perpendiculaire à l'axe et centripète, qui tendra tout naturellement à contracter la veine d'eau, sans que les pressions latérales du fluide aient à intervenir.

Il faut d'ailleurs observer que ce mouvement centripète de l'eau ne se produit que lorsque le bateau avance. Dans les essais au point fixe, la vitesse relative w de l'eau est beaucoup plus faible; la force centrifuge composée reste inférieure à la force centrifuge ordinaire; et le mouvement du fluide à travers l'hélice est alors, dans ce cas, centrifuge.

Voici maintenant les hypothèses sur lesquelles je fonde ma théorie :

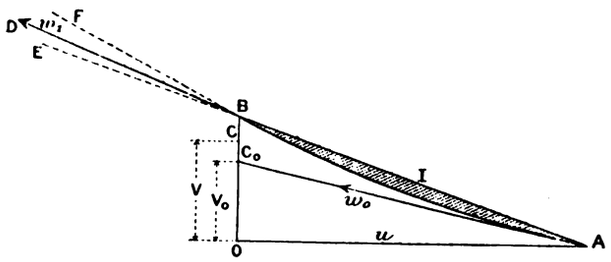
Considérons un élément d'aile de section cylindrique AB et de hauteur radiale infiniment petite dr. Cet élément se meut avec une vitesse transversale $u = \omega r$ (représentée par OA) due à la rotation de l'hélice, et avec une vitesse axiale V (représentée par CO) due à l'entraînement par le bateau. D'un autre côté, l'eau est légèrement entraînée par la carène. Soit $V - V_0 = CC_0$ sa vitesse absolue quand l'hélice l'atteint. La vitesse relative de l'eau par rapport à l'élément d'hélice est, à l'entrée sur cet élément, $w_1 = AC_0$. Il faut

(1) w_a étant la composante de la vitesse relative perpendiculairement à l'axe de rotation, composante qui est précisément égale à [illegible] au point d'entrée [illegible] forcément un peu vers le point de sortie.

naturellement chercher à faire que le dos de l'aile soit tangent à cette vitesse relative, afin d'éviter une poussée contraire à celle que l'on veut obtenir.

Le profil AIB de la face impulsive de l'élément est habituellement une droite. On appelle alors *angle d'attaque* l'angle BAC_0 que fait w_0 avec AIB.

Fig. 1.



Mais cet angle n'est pas celui qu'il est le plus utile d'envisager, car il ne tient aucun compte du profil du dos des ailes. Nous allons lui en substituer un autre.

Les hypothèses que je fais sont les suivantes :

1° *L'élément d'aile influence, de part et d'autre de cet élément, une certaine quantité de liquide qui, dans l'ensemble, peut être réduite à une lame d'eau dont l'épaisseur totale h est proportionnelle à la longueur* $l = AB$ *de l'élément, et le rapport* $\frac{h}{l} = k$ *est probablement peu éloigné de l'unité. Cette lame se décompose en deux parties, ayant des épaisseurs proportionnelles entre elles, dont l'une glisse sur la face impulsive de l'aile pendant que l'autre suit tangentiellement le dos de l'aile.*

Si les lames d'eau influencées empiètent les unes sur les autres, ce qui arrive quelquefois dans la région centrale de l'hélice au-dessous d'un certain rayon r_x, *tout le cylindre d'eau de rayon* r_x *doit être considéré comme influencé.*

En réalité, il est évident que l'influence de l'aile va en s'éteignant progressivement à mesure que l'on s'éloigne de la surface soit d'un côté soit de l'autre; c'est pourquoi je dis que c'est *dans l'ensemble* que les choses se passent conformément à nos hypothèses.

2° *Chaque lame d'eau subit, dans son ensemble, pendant le passage de l'aile, une petite réduction de vitesse relative telle que la vitesse relative* w_1, *à la sortie de l'élément, est égale à* $(1 - \varepsilon)w_0$, ε *étant un coefficient* (très petit puisqu'il est probablement inférieur à 0,01 dans la plupart des cas) *qui dépend de la forme et de la section de l'aile et de la rugosité des parois, mais est sensiblement indépendant de l'angle d'attaque dans de certaines limites; et, d'autre part, les lames qui glissent sur la face et contre le dos des ailes se réunissent à la sortie en une seule dont la vitesse relative moyenne* w_1 *a pour*

direction, non pas celle de AB, *comme on l'admet généralement, mais une direction intermédiaire entre les tangentes à la face et au dos de l'aile au point de sortie.*

L'expérience pourra faire connaître comment cette direction moyenne d'ensemble BD (*fig.* 1) partage l'angle des deux tangentes; il est probable qu'elle est plus voisine de la tangente BE à la face, que de celle BF au dos de l'aile.

Ce qui précède revient encore à dire que les pas importants à considérer dans une hélice sont : à l'entrée, le pas du dos, et, à la sortie, une certaine moyenne entre le pas de la face et celui du dos. Si l'on base le calcul des reculs sur le pas de sortie ainsi déterminé, on trouve évidemment des reculs plus forts que ceux qui résultent du mode de calcul habituel, et *les reculs négatifs n'existent plus.*

L'angle que la vitesse relative de l'eau, à la sortie de l'hélice, fait avec la vitesse relative à l'entrée est donc toujours plus grand que l'angle d'attaque. Je l'appellerai *angle de déviation*, et le désignerai par δ. Pour l'eau, sa meilleure valeur est vraisemblablement voisine de 8°, dans les conditions habituelles des hélices. La différence $\delta - \alpha$ entre cet angle de déviation et l'angle d'attaque varie sans doute en même temps que l'angle d'attaque, mais probablement sans s'écarter beaucoup d'une fraction déterminée de l'angle du biseau de l'aile à la sortie de l'hélice.

Voyons rapidement les conséquences principales qu'on tire des hypothèses précédentes.

D'abord, d'après la première, on reconnaît facilement que la portion relative de la veine d'eau qui est influencée à la distance r de l'axe, où l'élément de l'aile a une inclinaison β sur un plan perpendiculaire à l'axe, est donnée par la formule

$$\frac{2kf}{\sin 2\beta},$$

où f est la fraction de pas totale de l'hélice sur cette circonférence. Et, puisque k diffère probablement peu de l'unité, on voit par là que tout le cylindre d'eau est influencé, dès que la fraction de pas totale atteint 0.5 environ. Il est donc inutile, il serait même mauvais pour le rendement, d'adopter des fractions de pas supérieures à cette valeur. D'autre part, $\sin 2\beta$ va en décroissant quand le rayon augmente au delà de la valeur qui correspond à $\beta = 45°$; il convient de faire décroître aussi proportionnellement la fraction de pas; ce qui est bien conforme à ce que la pratique a consacré.

Le rayon r_1, qui est la limite des deux zones de l'hélice, est donné par la relation

$$\sin 2\beta = 2f.$$

Et cette relation peut servir à déterminer le profil des hélices, c'est-à-dire la fraction de pas totale aux divers diamètres, en donnant à k une certaine va-

leur fixe inférieure ou au plus égale à l'unité; ainsi se trouverait précisée, si notre première hypothèse traduit correctement la vérité, cette question des fractions de pas, jusqu'à présent très obscure.

La règle qui en résulte conduirait à donner aux ailes une largeur l proportionnelle à $\cos\beta$, croissante par conséquent avec le rayon, sauf à tenir compte, pour la région voisine du moyeu, des nécessités qu'impose la résistance à la rupture.

Ensuite, la seconde hypothèse permet d'évaluer par le calcul la force de poussée d'une hélice donnée et le couple résistant qu'elle développe sur son arbre, ainsi, par conséquent, que le rendement de l'hélice.

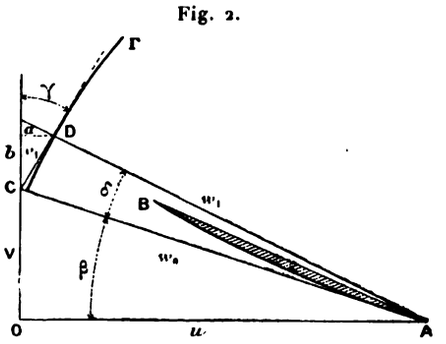
Pour simplifier, négligeons, ainsi qu'on le fait toujours en pareille circonstance, le déplacement centripète des filets d'eau à travers l'hélice et l'entraînement de l'eau par la carène.

Soient (*fig.* 2) :

OC la direction de l'axe de l'hélice;
CO la vitesse V du bateau;
OA la vitesse $u = \omega r$ de l'élément dS d'hélice au rayon r;
AC la vitesse relative w_0 de l'eau par rapport à l'élément d'hélice à l'entrée;
AB la coupe cylindrique développée de l'aile.

Quand la lame d'eau sort de l'hélice, elle prend la direction de la vitesse relative $w_1 = \mathrm{AD}$, telle que $\mathrm{AD} = (1 - \varepsilon)\mathrm{AC}$, et que l'angle DAC est l'angle

Fig. 2.



de déviation δ. Alors, la vitesse absolue de l'eau, d'abord nulle avant le passage de l'hélice, est devenue, à la sortie de l'élément d'hélice, $\mathrm{CD} = v_1$, faisant l'angle γ avec OC. Ce sont les composantes

$$b = v_1 \cos\gamma \qquad \text{et} \qquad a = v_1 \sin\gamma$$

de cette vitesse absolue qui donnent, la première, l'impulsion élémentaire dF sur le bateau, et, la seconde, le moment résistant $d\mathfrak{M}$ à la rotation, ou encore la puissance élémentaire absorbée $d\mathfrak{E} = \omega\, d\mathfrak{M}$.

Si dm est la masse d'eau influencée dans une seconde par l'élément dS, on a

$$(1) \qquad dF = b\,dm = v_1 \cos\gamma\,dm \qquad \text{et} \qquad d\mathfrak{T} = ua\,dm = uv_1 \sin\gamma\,dm.$$

La puissance utile fournie par l'élément d'hélice est $V_0\,dF$; on a donc, pour expression du rendement élémentaire,

$$(2) \qquad \rho_\beta = \frac{V_0\,dF}{d\mathfrak{T}} = \frac{V_0}{u}\cot\gamma = \operatorname{tang}\beta\cot\gamma.$$

Pour un même angle β, le rendement est maximum lorsque γ est minimum. Or, le point D, quand δ varie, décrit une courbe Γ qui, d'après notre hypothèse, est sensiblement un arc de cercle de centre A. Le maximum de ρ_β a lieu quand CD est tangent à cet arc Γ, c'est-à-dire lorsque

$$(3) \qquad \cos\delta_m = 1 - \varepsilon,$$

ou approximativement

$$\delta_m = \sqrt{2\varepsilon}.$$

Cette valeur de δ est indépendante de β. Si ε est constant, l'angle de déviation qui procure le rendement maximum est donc le même tout le long de l'aile, et nous trouvons ainsi la propriété indiquée par M. Drzewiecki pour les angles d'attaque. On voit de plus que l'on peut, sans que le rendement s'abaisse notablement, faire varier l'angle de déviation entre des limites très écartées autour de la valeur $\sqrt{2\varepsilon}$, qui correspond au maximum, puisque le point C est très voisin de la courbe Γ.

Posons $\gamma = \beta + \theta$, il vient approximativement

$$\operatorname{tang}\theta = \frac{\delta}{2} + \frac{\varepsilon}{\delta},$$

ce qui montre que $\operatorname{tang}\theta$ est minimum et égal à $\sqrt{2\varepsilon}$ pour $\delta = \sqrt{2\varepsilon}$.

La courbe de $\operatorname{tang}\theta$, que nous représenterons par μ, en fonction de l'angle de déviation δ, ε étant supposé constant, est une hyperbole IJK (*fig.* 3) dont les asymptotes sont, d'une part, l'axe $O\mu$, d'autre part, la droite OA ($2\mu = \delta$), et dont le point le plus bas J se trouve sur la droite $\mu = \delta$.

Si, au lieu de l'angle de déviation δ, on voulait porter en abscisse l'angle d'attaque α, il suffirait de déplacer l'axe $O\mu$ vers la droite d'une certaine quantité OO'; car, d'après notre deuxième hypothèse, la différence entre ces deux angles est une fraction déterminée de l'angle des deux tangentes au biseau de l'aile au point de sortie. Or cet angle diminue et s'annule en même temps que l'epaisseur de l'aile; l'hyperbole IJK, rapportée aux axes $O'\delta$ et $O'\mu'$, offre donc bien l'aspect des courbes indiquées par M. le Directeur des Constructions navales Bertin [1] comme représentant les variations probables de μ en fonction de α.

---

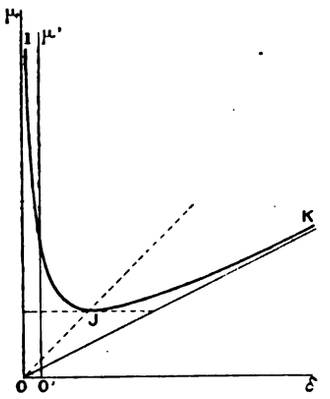
[1] *Machines marines*, p. 18[illegible].

Puis on a

$$(4) \qquad \rho_\beta = \frac{\operatorname{tang}\beta}{\operatorname{tang}(\beta+\theta)} = \frac{\operatorname{tang}\beta(1-\operatorname{tang}\theta\operatorname{tang}\beta)}{\operatorname{tang}\theta+\operatorname{tang}\beta}.$$

Cette formule du rendement élémentaire est identique à celle de M. Drzewiecki; mais nous voyons ici la valeur du coefficient $\mu = \operatorname{tang}\theta$ en fonction de δ et de ε. Elle montre combien le coefficient de ralentissement ε de la vitesse relative fait tomber rapidement le rendement maximum, puisqu'il suffit que, par exemple, ε atteigne 1 pour 100 pour que le rendement s'abaisse à 0,75. On s'explique ainsi l'intérêt considérable qui s'attache à rendre les surfaces des ailes aussi lisses que possible.

Fig. 3.



Si l'on suppose θ constant, ρ_β est une fonction de l'angle β seulement, qui est maximum et égale à $\left(\frac{1-\sin\theta}{\cos\theta}\right)^2$ pour $\operatorname{tang}\beta = \frac{1-\sin\theta}{\cos\theta}$. L'angle β qui réalise le maximum est donc un peu plus petit que 45° et voisin de 40°. Lorsque β s'écarte de cette valeur, le rendement s'abaisse lentement.

La *fig.* 4 montre les courbes du rendement ρ_β en fonction de $\cot\beta$ pour différentes valeurs de θ et de $\mu = \operatorname{tang}\theta$. On remarquera que $\cot\beta$ est proportionnel au rayon r; les abscisses représentent donc aussi, si l'on veut, les rayons. Sur la ligne supérieure du dessin sont inscrites les valeurs du rapport du pas ou diamètre qui correspondent à celles de $\cot\beta$ inscrites dans le bas.

Ces courbes permettent de voir comment varie le rendement moyen quand on change le rayon de l'hélice et celui du moyeu. Elles montrent que le maximum a lieu pratiquement pour $\cot\beta$ voisin de 1,15, et que l'on doit faire d'excellentes hélices avec un rapport $\frac{H}{D}$ du pas au diamètre égal à $\frac{\pi}{2} = 1,57$ et un moyeu dont le diamètre est le tiers ou le quart de celui de l'hélice.

En remplaçant γ par la valeur $\beta + \theta$ dans les expressions de a et de b, on

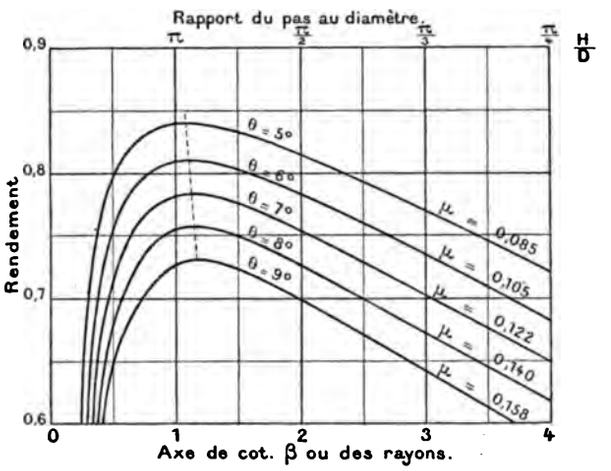
obtient approximativement

$$(5)\qquad \begin{cases} a = V_0 \cos\theta \sin\delta(1 + \operatorname{tang}\theta \cot\beta), \\ b = u \cos\theta \sin\delta(1 - \operatorname{tang}\theta \operatorname{tang}\beta). \end{cases}$$

Comme θ et δ sont de petits angles, $\cos\theta \sin\delta$ diffère très peu de δ et les parenthèses s'éloignent peu de l'unité. Si δ est constant, la composante a de la vitesse absolue de l'eau est donc peu variable tout le long de l'aile, tandis que la composante axiale est presque proportionnelle à u, c'est-à-dire au rayon.

Calculons la poussée totale donnée par les n ailes de l'hélice, en distinguant la partie centrale, du rayon r_0 au rayon r_x, où tout le cylindre d'eau

Fig. 4.



est attaqué, et la partie extérieure, du rayon r_x au rayon r_1, où il n'y en a qu'une partie, conformément à notre première hypothèse. Désignons par Π le poids spécifique de l'eau.

Dans la partie centrale, pour l'ensemble des ailes,

$$dm = \frac{\Pi}{g} V_0 2\pi r\, dr;$$

alors

$$(6)\qquad F_c = 2\pi \frac{\Pi}{g} V_0 \omega \int_{r_0}^{r_x} \left(r^2 - \operatorname{tang}\theta \frac{V_0}{\omega} r\right) \cos\theta \sin\delta\, dr$$

et si δ et θ sont constants,

$$(6\ bis)\qquad F_c = 2\pi \frac{\Pi}{g} \cos\theta \sin\delta\, V_0 \omega \int_{r_0}^{r_x} \left(r^2 - \operatorname{tang}\theta \frac{V_0}{\omega} r\right) dr.$$

Dans la partie extérieure, si kl représente l'épaisseur des lames influencées,

$$dm = n \frac{V_0}{\sin\beta} \frac{\Pi}{g} kl\,dr;$$

et

$$(7) \qquad F_e = nk \frac{\Pi}{g} V_0^2 \int_{r_x}^{r_1} \frac{\cot\beta - \tang\theta}{\sin\beta} \cos\theta \sin\delta\, l\,dr,$$

et, si θ et δ sont constants,

$$(7\ bis) \qquad F_e = nk \frac{\Pi}{g} \cos\theta \sin\delta\, V_0^2 \int_{r_x}^{r_1} \frac{\cot\beta - \tang\theta}{\sin\beta}\, l\,dr.$$

De même, on a les formules qui donnent les puissances absorbées par les deux parties de l'hélice

$$(8) \qquad \mathfrak{E}_c = 2\pi \frac{\Pi}{g} V_0^2 \omega \int_{r_0}^{r_x} \left(1 + \tang\theta \frac{\omega}{V_0} r\right) \cos\theta \sin\delta\, r^2\,dr,$$

$$(9) \qquad \mathfrak{E}_e = nk \frac{\Pi}{g} V_0^2 \omega \int_{r_x}^{r_1} \frac{\cos\theta \sin\delta}{\sin\beta} (1 + \tang\theta \cot\beta)\, lr\,dr,$$

et, si θ et δ sont constants,

$$(8\ bis) \qquad \mathfrak{E}_c = 2\pi \frac{\Pi}{g} \cos\theta \sin\delta\, V_0^2 \omega \int_{r_0}^{r_x} \left(1 + \tang\theta \frac{\omega}{V_0} r\right) r^2\,dr,$$

$$(9\ bis) \qquad \mathfrak{E}_e = nk \frac{\Pi}{g} \cos\theta \sin\delta\, V_0^2 \int_{r_x}^{r_1} (1 + \tang\theta \cot\beta) \frac{\cot\beta}{\sin\beta}\, l\,dr.$$

Les formules (7 *bis*) et (9 *bis*) ne diffèrent pas de celles que M. Drzewiecki a données en groupant les termes $k \frac{\Pi}{g} \cos\theta \sin\delta$ en un seul coefficient λ, dont on voit ici la valeur, sensiblement proportionnelle à la déviation δ.

Toutes ces formules (6) à (9 *bis*) sont malheureusement un peu compliquées, d'autant plus que l'angle β qu'elles renferment dépend de l'angle δ, c'est-à-dire du recul que prend l'hélice dans des circonstances déterminées, car la déviation δ est liée au recul vrai R, abstraction faite de l'entraînement de l'eau par le bateau, par la formule

$$(10) \qquad 1 - R = \frac{\tang\beta}{\tang(\beta + \delta)}.$$

Mais, dans chaque cas particulier, on saura calculer les intégrales, étant données les formes de l'hélice, si l'on connaît le recul et le coefficient ε de ralentissement de vitesse. On peut en tirer aussi quelques indications générales.

Ainsi, par exemple, si l'on suppose une hélice tirée dans de l'eau calme à une vitesse constante V_0, et mue à une vitesse angulaire ω progressivement

croissante, les formules (8) et (9) montrent que le couple résistant croîtra, à partir de la vitesse ω_0 qui donne un recul nul, suivant une loi du genre parabolique, car il y a d'abord ω en facteur devant les intégrales, et ensuite $\sin\delta$ dans les intégrales, et que ce $\sin\delta$ est, jusqu'à un certain point, sensiblement proportionnel à l'excès $\omega - \omega_0$ de la vitesse angulaire sur celle qui correspond au recul nul.

Mais, comme $\sin\delta$ croît en réalité moins vite que $\omega - \omega_0$, le couple résistant croît aussi moins vite que $\omega(\omega - \omega_0)$. Pour être tout à fait exact, il faudrait, d'ailleurs, tenir compte de la variation des quantités θ et β qui entrent dans les intégrales. Les résultats qu'on obtient sont d'accord avec ceux qui ont été observés par M. R. Froude dans ses expériences bien connues.

Si l'angle de déviation δ est faible, il en est de même de l'angle θ et l'on peut alors remplacer les formules (7) et (9) par les suivantes plus simples

$$(11)\quad \begin{cases} F_e = n\,\dfrac{k\Pi}{g}\,V_0^2\,\delta_m\left[\displaystyle\int \frac{\cot\beta}{\sin\beta}\,dS - \mu_m \int \frac{dS}{\sin\beta}\right], \\ \mathfrak{T}_e = n\,\dfrac{k\Pi}{g}\,V_0^2\,\delta_m\left[\displaystyle\int \frac{\cot\beta}{\sin\beta}\,dS + \mu_m \int \frac{\overline{\cot\beta}^2}{\sin\beta}\,dS\right], \end{cases}$$

où δ_m et μ_m représentent certaines valeurs moyennes de δ et de $\frac{\delta}{2} + \frac{\varepsilon}{\delta}$ le long de l'aile, et où dS désigne la surface $l\,dr$ de l'élément d'aile.

Dans ces formules, il est bon de le rappeler, l'angle β n'est pas l'angle que fait la face impulsive des ailes avec un plan perpendiculaire à l'axe. Il en diffère de l'angle d'attaque α. Mais si cet angle d'attaque reste faible, on pourra prendre pour β l'angle de la face impulsive, ou mieux peut-être celui du dos de l'aile.

La partie principale des parenthèses c'est l'intégrale

$$(12)\quad \int \frac{\cot\beta}{\sin\beta}\,dS,$$

qui, multipliée par n, nombre des ailes de l'hélice, peut être appelée la *surface efficace* de l'hélice. On voit donc qu'en gros la poussée produite par une hélice est proportionnelle, d'une part, à l'angle moyen de déviation, qui est lui-même à peu près proportionnel au recul, et, d'autre part, à la surface efficace de l'hélice [1]; et il en est de même du couple résistant.

Sous cette forme, les relations (11) permettent de calculer aisément une hélice devant remplir des conditions assignées d'avance.

On remarquera que, vers l'extrémité des ailes, qui sont les parties les plus

---

[1] M. l'Ingénieur Doyère a déjà considéré une *surface efficace* qui n'est pas la même que celle que nous envisageons ici. Celle de M. Doyère a pour expression

$$\int \cos\beta\,dS.$$

efficaces de l'hélice, $\cos\beta$ est voisin de l'unité, en sorte que les éléments de notre intégrale diffèrent peu de $\frac{dS}{\sin^2\beta}$. On en conclut que l'efficacité d'un élément est à peu près proportionnelle à l'inverse du carré du sinus de l'angle d'inclinaison de l'élément sur un plan perpendiculaire à l'axe, et que, par conséquent, si cette loi est bien conforme aux faits, des hélices de mêmes diamètres et de mêmes surfaces d'ailes sont d'autant plus efficaces que le pas est plus petit; à égalité d'angle de déviation et de vitesse V_0, les poussées qu'elles seraient susceptibles de donner croîtraient proportionnellement au carré de l'inverse du pas.

Voyons maintenant quelques considérations sur le phénomène de la *cavitation* qui a été l'objet d'intéressantes études de la part de M. S.-W. Barnaby et de M. J.-A. Normand. Je veux essayer de déterminer quelles sont les formes d'hélice les plus avantageuses pour que ce phénomène ne commence à se produire qu'à la plus grande vitesse V_0 possible.

Il convient, à mon sens, de distinguer deux sortes de cavitation : la *cavitation radiale* et la *cavitation axiale*.

La première tend à se produire lorsque le cylindre d'eau n'a pas le temps de se contracter suffisamment pendant son passage à travers l'hélice. On peut combattre ce genre de cavitation, d'une part, en augmentant la largeur de l'hélice parallèlement à l'axe (ce qui s'obtiendra en faisant les ailes larges et en leur donnant la plus grande inclinaison possible vers l'arrière), et, d'autre part, en réduisant le recul par une augmentation de la surface d'ailes. C'est aussi la conclusion qui, comme on sait, ressort de l'étude du second genre de cavitation plus à redouter probablement que le premier.

La cavitation axiale se produit lorsque la dépression p sur le dos des ailes dépasse une fraction importante de la pression initiale absolue P du fluide dans lequel l'hélice se meut; alors les veines d'eau qui glissent le long des ailes ne peuvent plus suivre le dos de celles-ci; elles se décollent, se séparent les unes des autres, et ainsi se créent des cavités, principalement du côté de l'arête de sortie des ailes.

Or, d'après notre première hypothèse, chaque aile influence des lames d'eau, une du côté de la face impulsive et une autre du côté du dos, dont les épaisseurs sont proportionnelles entre elles. La surpression p_1 produite sur la face impulsive doit être proportionnelle à la dépression p sur le dos, qui, elle-même, est une fraction déterminée v de la pression ambiante P quand la cavitation commence à se produire. Il s'ensuit donc qu'à ce moment la poussée totale $p + p_1$, par unité de surface sur l'aile, est proportionnelle à la pression absolue ambiante P. Et ainsi se trouverait justifiée la règle donnée par M. Barnaby [1]. Mais on voit aussi qu'il n'y a pas de raison pour que

[1] *Marine propellers*, 4e édit., p. 120.

cette poussée, au début de la cavitation, soit précisément égale à P. Il semble même probable qu'elle est plus grande que P, au moins pour les éléments des extrémités des ailes.

La décomposition de la poussée, telle que nous l'effectuons, en deux termes p et p_1, le premier relatif au dos, le second à la face impulsive, permet de se rendre compte de ce qui se passe lorsque la cavitation a pris naissance. Il est à présumer que, à mesure que la vitesse croît, le terme p_1 continue de croître suivant la même loi, c'est-à-dire proportionnellement au carré de la vitesse, tandis que l'autre demeure fixe. L'effet est à peu près le même que si la surface propulsive diminuait progressivement. C'est pourquoi le recul augmente.

Cherchons la condition analytique pour que la cavitation ne se produise pas. Soient, comme précédemment :

l la longueur d'un élément d'aile;
β l'angle de la vitesse relative w_0 à l'entrée avec le plan perpendiculaire à l'axe;
α l'angle d'attaque;
$h = kl$ l'épaisseur de la lame d'eau qui glisse sur le dos de l'élément d'aile.

p étant la dépression sur le dos de l'aile, l'accélération j, normale à l'aile, que cette dépression produit sur la lame d'eau est égale à

$$j = \frac{pg}{\Pi kl}.$$

Or la lame d'eau doit être déviée, pendant le passage de l'aile, c'est-à-dire pendant un temps t égal à $\frac{l \sin \beta}{V_0}$, d'une quantité égale à $l\alpha$. On doit donc avoir

$$\frac{1}{2} j t^2 = l\alpha :$$

c'est-à-dire, en remplaçant les lettres par leurs valeurs,

$$\alpha = \frac{1}{3} \frac{pg}{\Pi k} \frac{\overline{\sin \beta}^2}{V_0^2} ;$$

et, pour que la cavitation ne se produise pas, il faut que

$$\alpha < \frac{g}{3 \Pi k} P \frac{\overline{\sin \beta}^2}{V_0^2},$$

expression dans laquelle $\frac{g}{3 \Pi k}$ est un facteur constant, dont l'expérience pourra faire connaître la valeur.

Cette expression montre que l'angle d'attaque et, par conséquent, aussi le recul doivent être, pour des hélices semblables, également immergées, pro-

portionnels à l'inverse du carré de la vitesse du navire. La surface de l'hélice devrait donc croître, à la limite de la cavitation, proportionnellement au carré de la vitesse du navire, comme le voudrait M. Barnaby, si le coefficient de résistance de l'eau sur le navire demeurait constant. Mais on sait que ce coefficient va en diminuant rapidement à partir d'une certaine vitesse, à cause de l'émersion de l'avant du navire.

L'expression ci-dessus montre aussi que, à la limite de la cavitation, l'angle d'attaque α doit varier comme le carré de $\sin\beta$, c'est-à-dire qu'il doit décroître rapidement dans le bout des ailes. On devrait donc, pour les bateaux à grande vitesse, employer des hélices dont le pas serait variable le long de l'aile, décroissant en s'éloignant de l'axe.

Ainsi, en résumé, voici les conditions que nous trouvons pour l'établissement de ces hélices :

1° Grande surface efficace, croissant avec la vitesse, moins vite que le carré de la vitesse, et, peut-être, simplement comme la première puissance, ainsi que l'a indiqué M. J.-A. Normand, dans sa Communication de l'année dernière;

2° Larges ailes, inclinées vers l'arrière si possible, et, comme conséquence de la première condition, épaisseur aussi faible que le permet la résistance du métal à la rupture;

3° Enfin, pas progressivement décroissant en s'écartant de l'axe.

Cette troisième condition est peut-être nouvelle. Elle me paraît digne d'attirer l'attention.

J'ajouterai en terminant, sans chercher à développer davantage les conséquences de mes hypothèses, que peut-être on réduirait le phénomène de la cavitation en augmentant le nombre des ailes de façon que les lames d'eau qui glissent le long des faces impulsives empiètent sérieusement sur celles qui glissent le long des dos, et, en se mélangeant avec elles, les obligent à mieux suivre la courbe des dos.

Il est vrai que, par contre, le rendement en serait probablement un peu abaissé à cause de l'augmentation relative des frottements.

DES HÉLICES PROPULSIVES,

PAR M. STÉPHANE DRZEWIECKI,
Ingénieur.

Pour calculer et tracer les hélices propulsives on s'est servi, jusqu'à présent, de règles pratiques élaborées par tâtonnements et comparaisons, de formules empiriques déduites de l'observation, n'ayant entre elles aucun lien commun, constituant, en quelque sorte, des traditions d'atelier ou des recettes personnelles, variant avec les pays et les constructeurs et dénotant en général une connaissance assez vague du fonctionnement de l'hélice dans l'eau. Quelque imparfaite que paraisse cette méthode, tant qu'il s'est agi d'hélices de grands diamètres tournant lentement, et imprimant aux bateaux des vitesses modérées, conditions particulièrement avantageuses pour les propulseurs, ces formules approximatives, tout en donnant lieu parfois à des surprises et à des mécomptes, étaient cependant suffisantes et arrivaient souvent à produire des utilisations remarquables. Mais, aujourd'hui que toutes les Marines s'efforcent de faire réaliser à leurs bateaux des vitesses de plus en plus considérables, tout en augmentant le nombre de tours de leurs machines motrices, afin d'en réduire les poids, les conditions de fonctionnement des hélices deviennent de plus en plus difficiles; aussi les méthodes et formules employées jusqu'ici pour leur calcul ne s'adaptent plus aussi bien à ces conditions nouvelles. C'est pourquoi les Ingénieurs des Constructions navales, sous peine de voir leurs utilisations diminuées dans des proportions notables, ou d'être réduits à essayer, pour chaque bateau, toute une série d'hélices, seront-ils dans l'obligation de renoncer aux formules empiriques anciennes, et de rechercher une méthode générale, raisonnée, réellement scientifique, entièrement basée sur les lois de la résistance des fluides, permettant de calculer rigoureusement tous les éléments du propulseur sans exception, en fonction uniquement des conditions variables dans lesquelles il devra travailler, et qui sont : la puissance du moteur, le nombre de tours et la vitesse de la marche.

Il y a quelques années, j'ai présenté [1] à la réunion de l'Association technique maritime un essai de théorie générale des hélices propulsives, basée

[1] *Méthode pour la détermination des éléments mécaniques des propulseurs hélicoïdaux* (*Bulletin de l'Association technique maritime*, n° 3; 1892).

sur la considération des résistances éprouvées par un plan mince se mouvant dans un fluide, et faisant avec la direction du mouvement un angle déterminé. Encouragé par le bienveillant accueil que mes idées ont rencontré auprès d'éminents Ingénieurs des Constructions navales, qui ont adopté mes méthodes pour le calcul de leurs hélices, j'ai cherché une vérification plus complète de cette théorie dans son application au calcul d'un nombre assez considérable d'hélices existantes, dont les conditions de fonctionnement étaient connues par les essais; j'ai eu la satisfaction de constater que les prévisions du calcul étaient toujours d'accord avec les résultats obtenus; de plus, j'ai trouvé que certaines particularités observées dans le fonctionnement des hélices, et qui n'avaient pas pu, jusqu'ici, être expliquées, se déduisaient d'une façon simple et logique, lorsqu'on se plaçait au point de vue de cette théorie, qui permettait aussi de retrouver les origines rationnelles des diverses formules empiriques employées pour le calcul des éléments des hélices.

C'est l'ensemble des considérations basées sur les résultats de ces recherches, constituant une méthode aussi simple que complète pour le calcul des hélices propulsives, que je me propose de soumettre ici à votre appréciation.

Il est indispensable, pour commencer, de rappeler brièvement les principes fondamentaux, sur lesquels était basée la théorie générale des hélices propulsives que j'ai exposée antérieurement.

J'ai montré d'abord qu'un élément de plan mince, qui se déplace dans un fluide en faisant avec la direction du mouvement un angle déterminé, éprouve de la part du fluide des résistances, qui peuvent se réduire à deux composantes, l'une, la *résistance nuisible*, dirigée dans le sens opposé au mouvement, et l'autre, la *poussée utile*, perpendiculaire à la première; ces deux forces, situées dans un même plan perpendiculaire à l'élément considéré, et passant par la direction du mouvement, sont reliées l'une à l'autre par un rapport déterminé indépendant de la vitesse, mais dépendant uniquement de l'angle que fait l'élément plan avec la direction du mouvement. J'ai démontré ensuite (1) que ce rapport devient minimum pour une valeur déterminée de l'incidence α, que j'ai appelée *angle d'attaque optimum;* j'ai admis que cet angle, pour l'eau, est un peu inférieur à 3° (plus exactement 2°52'), et que, pour cette incidence, le rapport des deux composantes prend une valeur $\mu = 0,08$ (2).

---

(1) *Méthode pour la détermination des éléments mécaniques des propulseurs hélicoïdaux* (*Bulletin de l'Association technique maritime*, n° 3; 1892).

(2) MM. Pollard et Dudebout, dans leur remarquable traité *La Théorie du Navire*, t. IV, p. 251, trouvent cette valeur de $\mu = 0,08$ conforme aux résultats des essais; mais ils attribuent à $\operatorname{tang} \alpha$ une valeur de $\operatorname{tang} \alpha = 0,04$, qui correspond à $\alpha = 2°17'$, tandis que je crois qu'il y a lieu de prendre pour $\operatorname{tang} \alpha$ une valeur un peu supérieure, $\operatorname{tang} \alpha = 0,05$, ce qui donne pour α une valeur de $\alpha = 2°52'$. L'expérience seule peut déterminer la valeur exacte de cette incidence *optimum*.

Si l'on fixe l'élément plan considéré sur un rayon rigide OZ assujetti à tourner, à raison de N tours à la seconde, autour d'un axe OX auquel il est perpendiculaire, pendant que l'axe lui-même se déplace dans le sens longitudinal avec une vitesse de V mètres à la seconde, tous les points de cet élément plan décriront dans l'espace des trajectoires hélicoïdales dépendantes de leur distance ρ à l'axe de rotation, et déterminées par la relation

$$\text{(1)} \qquad \operatorname{tang}\beta = \frac{2.\pi.\rho.N}{V},$$

β étant l'angle que fait la tangente à la trajectoire hélicoïdale avec l'axe OX. Si l'élément plan fixé sur le rayon rigide est orienté de façon à passer par ce rayon, et à faire avec l'axe OX un angle $(\beta - \alpha)$, α étant l'incidence optimum, cet élément plan fera avec la direction du mouvement l'angle d'attaque optimum, et se trouvera, par conséquent, dans les conditions du rapport minimum entre la résistance nuisible et la poussée utile. Projetant toutes les forces en jeu sur deux axes rectangulaires situés sur le même plan que toutes ces forces, on arrive [1] aux deux équations fondamentales qui expriment le travail moteur $\mathfrak{T}_m$ et le travail utile $\mathfrak{T}_u$ de ce propulseur élémentaire, en fonction d'une seule des composantes de la résistance éprouvée, la poussée utile P,

$$\text{(2)} \qquad \mathfrak{T}_m = P.V.(1 + \mu \operatorname{tang}\beta) \operatorname{tang}\beta,$$

$$\text{(3)} \qquad \mathfrak{T}_u = PV(\operatorname{tang}\beta - \mu).$$

Divisant (3) par (2), on obtient l'expression du rendement

$$\text{(4)} \qquad K = \frac{\mathfrak{T}_u}{\mathfrak{T}_m} = \frac{\operatorname{tang}\beta - \mu}{(1 + \mu \operatorname{tang}\beta) \operatorname{tang}\beta}.$$

Cette expression montre que le rendement de chaque élément du propulseur dépend de sa distance à l'axe de rotation, puisque K est fonction de $\operatorname{tang}\beta$. On voit, en outre, que $K = -\infty$ pour $\operatorname{tang}\beta = 0$, devient nul pour $\operatorname{tang}\beta = \mu$, passe par un maximum

$$\text{(5)} \qquad K_M = \frac{1}{(\mu + \sqrt{\mu^2 + 1})^2}$$

pour une valeur de $\operatorname{tang}\beta_M = \mu + \sqrt{\mu^2 + 1}$, puis décroît progressivement en tendant asymptotiquement vers zéro. On remarquera que le dénominateur de la fraction qui donne la valeur de K_M est précisément le carré de $\operatorname{tang}\beta_M$; on a donc

$$\text{(5 bis)} \qquad K_M = \frac{1}{\operatorname{tang}^2\beta_M}, \qquad \text{ou bien} \qquad \frac{1}{K_M} = \operatorname{tang}^2\beta_M.$$

Calculant les valeurs successives de K correspondant aux valeurs crois-

---

[1] *Méthode pour la détermination*, etc. (*Bulletin de l'Association technique maritime*, n° 3, p. 14; 1892).

santes de tangβ, en prenant $\mu = 0,08$, on trouve que le coefficient de rendement K, très faible pour des valeurs de tangβ inférieures à 0,05, croît rapidement, atteint la valeur $K = 0,808$ pour tang$\beta = 0,5$, passe par un maximum $K_M = 0,852$ pour tang$\beta_M = 1,083$, puis décroît progressivement, et n'est plus que $K = 0,785$ pour tang$\beta = 3$; c'est cette dernière valeur de K que l'on peut considérer comme la limite inférieure d'utilisation pratiquement acceptable. Les rayons ρ étant directement proportionnels aux différentes valeurs de tangβ, puisque $\text{tang}\beta = \frac{2.\pi.N.\rho}{V}$, il en résulte que, pour avoir un bon rendement, il faudra n'utiliser, dans le propulseur, que la partie de la surface de l'aile comprise entre les limites $\text{tang}\beta_0 = 0,5$ et $\text{tang}\beta_1 = 3$; ce qui détermine les rayons de l'hélice et du moyeu

$$(6) \qquad r_1 = \frac{V.3}{2.\pi.N} \quad \text{et} \quad r_0 = \frac{V.0,5}{2.\pi.N}.$$

Généralement, dans la pratique, on ne devra pas dépasser cette limite pour le rayon de l'hélice, à moins que, dans certains cas exceptionnels, il ne soit nécessaire d'augmenter la surface *active* du propulseur, alors que la limite de largeur d'aile aura été atteinte, et que le nombre d'ailes ne pourra pas être augmenté; le coefficient de rendement, dans ce cas, sera nécessairement plus faible.

Les chiffres du Tableau ci-dessous donnent les valeurs successives du coefficient K pour les valeurs croissantes de tangβ :

tangβ.....	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
K.....	0,808	0,851	0,845	0,827	0,807	0,785

Entre les limites admises, la moyenne du rendement serait donc $K = 0,82$. Dans l'expression (5) de K_M maximum, faisant varier progressivement la valeur de μ à partir de 0, on voit la courbe [1] qui exprime cette variation baisser très rapidement, ce qui prouve que le *maximum maximorum* du rendement a lieu pour la valeur minimum possible de μ; or, cette valeur minimum correspond à l'angle α optimum, il en résulte que *pour avoir le maximum d'utilisation d'une aile de propulseur, il est indispensable que tous les éléments de cette aile fassent avec la direction du mouvement l'angle optimum.*

La surface qui remplit ces conditions est une surface hélicoïdale à pas variable [2]; ce pas s'exprime par

$$\Pi = \frac{2.\pi.\rho}{\text{tang}(\beta - \alpha)},$$

---

[1] *Méthode pour la détermination*, etc. (*Bulletin de l'Association technique maritime*, n° 3, p. 16; 1892).

[2] *Ibid.*, p. 20.

remplaçant $2\pi\rho$ par $\frac{V \operatorname{tang}\beta}{N}$, on a

$$H = \frac{V}{N} \cdot \frac{\operatorname{tang}\beta}{\operatorname{tang}(\beta - \alpha)}; \tag{7}$$

substituant à $\operatorname{tang}(\beta - \alpha)$ sa valeur, et simplifiant, on a

$$H = \frac{V}{N} \frac{(1 + \operatorname{tang}\alpha \operatorname{tang}\beta) \operatorname{tang}\beta}{\operatorname{tang}\beta - \operatorname{tang}\alpha}.$$

Il est intéressant de remarquer que cette fonction est précisément l'inverse de celle qui exprimait la valeur de K (4), dans laquelle μ serait remplacé par $\operatorname{tang}\alpha$.

On voit que, pour $\operatorname{tang}\beta = \operatorname{tang}\alpha$, le pas H est infini, qu'il passe par un minimum

$$H_m = \frac{V}{N}(\operatorname{tang}\alpha + \sqrt{\operatorname{tang}^2\alpha + 1})^2, \tag{8}$$

correspondant à une valeur $\operatorname{tang}\beta_m = \operatorname{tang}\alpha + \sqrt{\operatorname{tang}^2\alpha + 1}$, et redevient infini pour $\operatorname{tang}\beta = \infty$. Ici encore, la similitude d'expression est complète entre le minimum du pas H_m et l'inverse du rendement maximum K_M (5); dans ces deux expressions, la valeur de $\operatorname{tang}\beta$ qui les rend minimum ou maximum est la même, avec la seule différence que μ est remplacé par $\operatorname{tang}\alpha$; nous voyons aussi que le pas minimum (de même que le rendement maximum) peut s'exprimer en fonction du carré de $\operatorname{tang}\beta$ qui correspond à ce minimum $H_m = \frac{V}{N}\operatorname{tang}^2\beta_m$, pareillement à (5 *bis*).

Nous avons, d'autre part,

$$H_m = \frac{V}{N} \frac{\operatorname{tang}\beta_m}{\operatorname{tang}(\beta_m - \alpha)},$$

donc

$$\frac{\operatorname{tang}\beta_m}{\operatorname{tang}(\beta_m - \alpha)} = \operatorname{tang}^2\beta_m,$$

ou bien

$$\operatorname{tang}\beta_m \times \operatorname{tang}(\beta_m - \alpha) = 1;$$

ce qui veut dire que $\operatorname{tang}\beta_m$ est supérieure à l'unité précisément de la même quantité que $\operatorname{tang}(\beta_m - \alpha)$ est inférieure à 1; par conséquent,

$$\beta_m = 45^\circ + \frac{\alpha}{2} \qquad \text{et} \qquad (\beta_m - \alpha) = 45^\circ - \frac{\alpha}{2},$$

et puisque

$$\alpha = 2^\circ 52',$$

on aura

$$\beta_m = 46^\circ 26'$$

et l'angle réel que fait, à cet endroit, l'élément de l'hélice sera

$$(\beta_m - \alpha) = 43°34'.$$

En prenant pour tangα la valeur tang$\alpha = 0,05$, on a

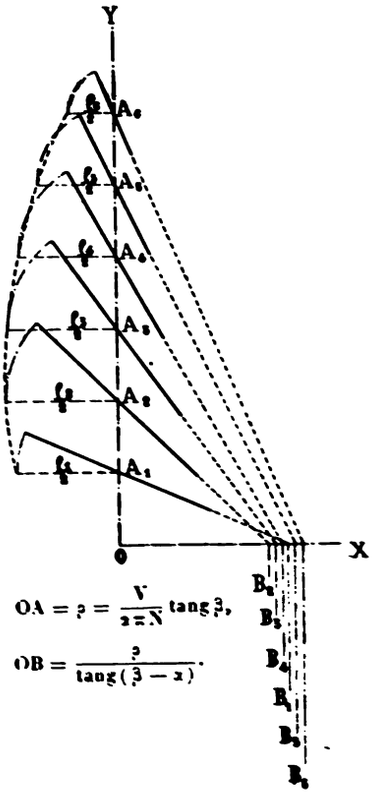
$$H_m = 1,105 \frac{V}{N}$$

pour tang$\beta_m = 1,051$.

Pour tracer cette surface d'aile à pas variable le long du rayon, on peut procéder comme pour les hélices à pas constant.

Sur le rayon principal OY (*fig.* 1), on prendra des points A_1, A_2, A_3, ... à

Fig. 1.



des distances de l'axe OX mesurées par $\rho = \frac{V \text{ tang}\beta}{2.\pi.N}$, en donnant à tang$\beta$ des valeurs croissantes de 0,5, —1,0, —1,5, —2,0, —2,5, —3,0.

Sur l'axe OX, à partir de l'origine O, on prendra des distances OB_1, OB_2, OB_3, ... égales à $\frac{H}{2\pi}$, correspondant à ces mêmes valeurs de tangβ. Pour

cela, on remplacera H par sa valeur (7), ce qui donnera

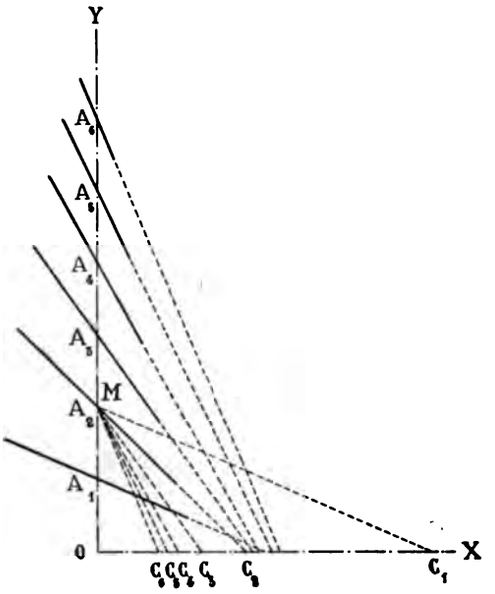
$$\frac{H}{2\pi} = \frac{V \operatorname{tang}\beta}{2.\pi.N.\operatorname{tang}(\beta - \alpha)},$$

ou bien

$$\frac{H}{2\pi} = \rho \frac{1}{\operatorname{tang}(\beta - \alpha)}.$$

Les valeurs de $\operatorname{tang}\beta$ étant toujours les mêmes, on calculera une fois pour toutes les valeurs correspondantes de $\frac{1}{\operatorname{tang}(\beta - \alpha)}$. Multipliant les valeurs de ρ par les valeurs correspondantes de $\frac{1}{\operatorname{tang}(\beta - \alpha)}$, on aura celles de $\frac{H}{2\pi}$ qu'on portera sur l'axe OX pour avoir les points B_1, B_2, B_3, ..., qu'on joindra aux points correspondants du rayon OY par des droites A_1B_1, A_2B_2, A_3B_3, ... Les angles que font ces droites avec l'axe OX seront les angles

Fig. 2.



$OM = OA_2 = 1,$

$OC = \frac{1}{\operatorname{tang}(\beta - \alpha)}.$

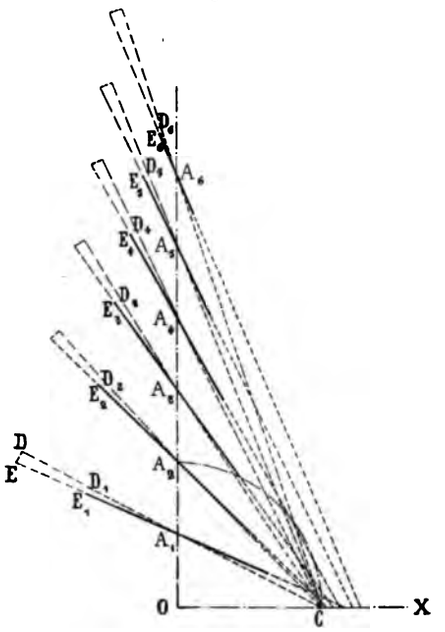
$(\beta - \alpha)$. C'est sur ces droites que l'on portera, des deux côtés des points A_1, A_2, A_3, ..., les demi-largeurs l de l'aile, calculées comme il sera indiqué plus bas.

Pour ne pas effectuer les multiplications de chaque valeur de ρ par la valeur correspondante de $\frac{1}{\operatorname{tang}(\beta - \alpha)}$, on pourra faire la construction sui-

vante. Sur l'axe OX (*fig.* 2), on portera à partir de zéro les valeurs successives de $\frac{1}{\text{tang}(\beta - \alpha)}$, à une échelle quelconque; on aura ainsi les points C_1, C_2, C_3, ...; sur l'axe OY à la distance de 1 (à la même échelle), on prendra un point M qu'on joindra par des droites aux différents points C_1, C_2, C_3, ..., et ensuite, par chacun des points A_1, A_2, A_3, ... on mènera une parallèle à la droite MC correspondante. Il est commode de choisir l'échelle de façon que le point M se trouve être précisément l'un des points A existants.

On peut encore faire ce même tracé par un procédé graphique des plus simples. Comme précédemment, on marquera sur le rayon principal les points A_1, A_2, A_3, ... (*fig.* 3), correspondants aux valeurs croissantes de

Fig. 3.



$DE = 0{,}05\,AD$,

$OA_2 = OC = \frac{V}{2.\pi.N}$.

tangβ. Sur l'axe OX, à une distance égale à $\frac{V}{2.\pi.N}$, on prendra un point C, que l'on joindra par des droites aux différents points A; cette construction correspond au tracé de l'hélice à pas constant égal à l'avance par tour $\frac{V}{N}$. Par chacun des points A, on mènera une droite, qui fera avec la droite AC correspondante un angle de 2° 52′, de façon que l'angle que cette droite fera avec OX sera $\beta - \alpha$. On remarquera que ce tracé est très simple, puisque tang$\alpha = 0{,}05$; on n'aura donc qu'à élever une perpendiculaire sur chacune des droites AC, à une distance déterminée du point A, à donner à cette perpendiculaire une

longueur qui serait 0,05 de cette distance déterminée, et à joindre l'extrémité de cette perpendiculaire au point A. Une fois qu'on aura tracé, par une des trois méthodes indiquées ci-dessus, les différentes droites AB, qui font avec l'axe OX des angles $\beta - \alpha$, pour les différentes valeurs de $\tan\beta$, on continuera le tracé de cette hélice à pas variable exactement comme on le fait pour les hélices à pas constant.

Dans le Tableau ci-dessous on a groupé les valeurs des quelques variables nécessaires pour le calcul des hélices, et correspondant aux valeurs successives de $\tan\beta$ depuis 0,5 jusqu'à 5; on ne s'est pas arrêté à la limite $\tan\beta = 3$ pour la raison que, dans certains cas exceptionnels, et où l'on serait obligé d'augmenter le diamètre de l'hélice, on pourrait avoir besoin de ces valeurs au-dessus de la limite normale.

$\tan\beta$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
Angle β	26°34′	45°00′	56°19′	63°26′	68°12′	71°34′	74° 4′	75°58′	77°28′	78°42′
Angle $(\beta - \alpha)$	23°42′	42° 8′	53°27′	60°34′	65°20′	68°42′	71°12′	73° 6′	74°36′	75°50′
$\frac{1}{\tan(\beta-\alpha)}$	2,2780	1,1055	0,7413	0,5643	0,4593	0,3899	0,3404	0,3038	0,2755	0,2524
$\frac{\tan\beta}{\tan(\beta-\alpha)}$	1,1392	1,1055	1,1123	1,1280	1,1480	1,1693	1,1913	1,2151	1,2399	1,2623
	Valeur moyenne du pas $= 1,1337\,\frac{V}{N}$.									
Recul	0,1392	0,1055	0,1123	0,1280	0,1480	0,1693	0,1913	0,2151	0,2399	0,2623
	Valeur moyenne du recul $= 0,1337$.									
$\log\frac{\cos\beta}{1+\mu\tan\beta}$	$\bar{1},9345$	$\bar{1},8161$	$\bar{1},6948$	$\bar{1},5860$	$\bar{1},4907$	$\bar{1},4065$	$\bar{1},3316$	$\bar{1},2641$	$\bar{1},2026$	$\bar{1},1461$

Ainsi que nous l'avons vu, on détermine le pas de la surface de l'aile pour chacune des valeurs $\tan\beta$, en multipliant l'avance par tour $\frac{V}{N}$ par le rapport $\frac{\tan\beta}{\tan(\beta-\alpha)}$, qui est supérieur à l'unité d'une quantité qui donne la mesure du recul, puisque

$$\text{Recul} = \text{Pas} - \text{Avance par tour} = \frac{V}{N}\left(\frac{\tan\beta}{\tan(\beta-\alpha)} - 1\right);$$

on remarquera que, pour chaque rayon ρ de l'aile, le recul est différent; de même que le pas, ce recul passe par un minimum; la valeur moyenne du recul entre les limites normales $\tan\beta_0 = 0,5$ et $\tan\beta_1 = 3$ est de 0,1337, valeur qui correspond à celui que l'on observe en général, dans la pratique, pour les ailes de bonne utilisation.

Dans la dernière rangée du Tableau ci-dessus, on a inscrit les valeurs de l'expression $\log\frac{\cos\beta}{1+\mu\tan\beta}$, qui seront nécessaires pour le calcul de la surface active de l'aile, ainsi qu'il sera montré ultérieurement.

Nous avons appelé *hélice normale* celle dont les rayons sont déterminés par les relations $r_0 = \frac{V.0,5}{2.\pi.N}$ pour le moyeu, et $r_1 = \frac{V.3}{2.\pi.N}$ pour l'extrémité de l'aile, et dont l'angle d'attaque est constant et optimum.

M. Daymard, le très distingué ingénieur en chef de la Compagnie transatlantique, a montré (1) qu'en faisant tourner d'un petit angle une aile d'hélice à pas constant, autour de son rayon central, on obtenait une surface jouissant précisément des mêmes propriétés que les surfaces d'ailes à angle d'attaque constant. Cette observation fournit un moyen des plus simples, non seulement pour tracer, mais aussi pour trousser directement une aile d'hélice à angle d'attaque constant. Lorsqu'il s'agit d'une hélice à ailes rapportées, il suffit de trousser l'aile avec un pas constant, en donnant à ce pas une valeur égale à l'avance par tour $\frac{V}{N}$, et de la décaler d'un angle de 2°52′, par rapport à l'axe de rotation, lorsqu'on la fixe au moyeu; on aura ainsi une aile à angle d'attaque optimum constant sur toute sa longueur. Ce procédé, sans être d'une rigueur mathématique absolue, est cependant d'une approximation plus que suffisante pour les exigences de la pratique; d'autant plus qu'il s'agit d'un angle de décalage très minime et d'une portion de surface relativement peu étendue dans le sens de la largeur. Lorsque les ailes sont coulées d'une seule pièce avec le moyeu, ou au moins avec une portion du moyeu, on pourra trousser directement chaque aile dans le sable, en lui donnant un pas constant égal à $\frac{V}{N}$, mais en inclinant l'axe de l'appareil à trousser d'un angle de 2°52′ dans un plan passant par l'axe, perpendiculairement au rayon central de l'aile; il est évident que, pour chaque aile, il sera nécessaire de changer le plan dans lequel sera déversé l'axe de l'appareil. La surface ainsi obtenue est identique avec celle qu'aurait eue l'aile si on l'avait tracée pour un angle d'attaque constant.

Il est à remarquer qu'il n'est pas indifférent de décaler, dans un sens ou dans l'autre, une aile à pas constant pour lui donner un angle d'attaque constant; il faut absolument que ce décalage ait lieu dans le sens de l'augmentation du pas; en effet, si l'on décalait dans le sens de la diminution du pas, l'expression de celui-ci serait

$$H = \frac{V}{N} \frac{\operatorname{tang} \beta}{\operatorname{tang}(\beta - \alpha)},$$

ou bien

$$H = \frac{V}{N} \frac{(1 - \operatorname{tang} \beta \operatorname{tang} \alpha) \operatorname{tang} \beta}{\operatorname{tang} \beta - \operatorname{tang} \alpha},$$

(1) V. Daymard, *Variation de pas produite sur une hélice par la rotation des ailes autour leur moyeu* (*Bulletin de l'Association technique maritime*, n° 6; 1895).

dans laquelle H devient nul pour $\tang\beta = 0$ et $\tang\beta = \frac{1}{\tang\alpha}$, $-\infty$ pour $\tang\beta = \tang\alpha$, et passe par un maximum

$$H_M = \frac{V}{N}\left(\sqrt{\tang^2\alpha + 1} - \tang\alpha\right)^2$$

pour une valeur de

$$\tang\beta_M = \sqrt{\tang^2\alpha + 1} - \tang\alpha$$

$\left(\text{pour } \tang\alpha = 0{,}05,\ \tang\beta_M = 0{,}951 \text{ et } H_M = 0{,}905\frac{V}{N}\right)$; tandis que, dans la surface à angle d'attaque constant, le pas, infini pour $\tang\beta = \tang\alpha$ et $\tang\beta = \infty$, nul pour $\tang\beta = 0$, passe par un minimum, ainsi que nous l'avons vu plus haut.

Nous avons vu que, pour une hélice *normale*, le pas moyen de l'aile s'exprimait par

$$H = \frac{V}{N}\,1{,}134;$$

d'autre part, pour cette même hélice normale on a

$$r_1 = \frac{V}{N}\cdot\frac{3}{2\pi},$$

ce qui donne pour son diamètre

$$D = \frac{V}{N}\cdot\frac{3}{\pi};$$

en prenant le rapport du diamètre au pas, on trouve

$$\frac{D}{H} = \frac{3}{1{,}134.\pi} = 0{,}8,$$

qui correspond bien au rapport consacré par la pratique entre le diamètre et le pas de l'hélice. Cette règle empirique trouve donc son explication rationnelle dans la présente théorie.

En nous reportant au plan mince que nous avons considéré pour déterminer la surface de l'hélice propulsive, et nous basant sur les lois générales de la résistance des fluides, nous trouvons que la résistance, qu'il éprouve de la part du fluide dans lequel il se meut, dépend, pour l'incidence optimum constante, de la vitesse du mouvement et des dimensions du plan; la poussée normale à la direction du mouvement s'exprime par

$$P = S^2.V'^2.\lambda,$$

S^2 étant la surface du plan en mouvement, V' sa vitesse et λ la poussée normale qu'exerce l'eau sur un plan de 1^{mq} de surface, se déplaçant avec une vitesse de 1^m à la seconde, faisant avec la direction du mouvement un angle de $2°52'$ et avançant dans le sens de sa plus petite dimension (le rapport des dimensions étant environ de 1 à 3). Le résultat du calcul, fait sur un assez grand nombre de bonnes hélices existantes, indique que la valeur de λ doit être

de $14^{kg},5$ environ, ce qui, du reste, concorde bien avec les essais de M. Joessel.

De l'expression de la poussée transversale on déduit facilement [1] celle du travail moteur appliqué à l'hélice

$$(9) \qquad \mathfrak{T}_m = 2\pi a N \lambda V^2 \int_{r_0}^{r_1} \frac{1 + \mu \operatorname{tang} \beta}{\cos \beta} l \rho \, d\rho.$$

Dans cette expression, $\mathfrak{T}_m$ désigne le travail moteur en kilogrammètres sur l'arbre de l'hélice, a le nombre d'ailes, N le nombre de tours à la seconde, V la vitesse du bateau en mètres, et l la largeur de l'aile au rayon ρ, correspondant aux valeurs successives de $\operatorname{tang}\beta$. La largeur l est l'intersection rectifiée de la surface de l'aile par un cylindre de rayon ρ, dont l'axe serait l'axe de rotation. On pourrait, de la même façon, déterminer l'expression du travail utile; mais, comme il est excessivement difficile, sinon impossible, dans la pratique, de le mesurer directement, il sera préférable, pour calculer la valeur de l, de se servir de l'expression du travail moteur, toujours facile à déterminer. Pour tirer de l'équation (9) les différentes valeurs de l correspondant aux valeurs successives de $\operatorname{tang}\beta$, il faut relier les variables l et ρ par une équation de dépendance choisie par la considération de la forme à donner à l'aile; on pourra à volonté modifier cette forme en modifiant les conditions de dépendance qui relient les variables l et ρ. Nous pourrons choisir comme condition que les poussées transversales éprouvées par les différentes sections cylindriques de l'aile, représentées par les bandes de longueur l et de hauteur $d\rho$, soient réparties le long du rayon suivant une fonction de ce rayon telle que $C\varphi(\rho)$, où C est un paramètre à déterminer. La poussée élémentaire transversale étant exprimée par $C\varphi(\rho)d\rho$, le travail du couple moteur sera

$$(10) \qquad \mathfrak{T}_m = 2\pi N a \int_{r_0}^{r_1} C\varphi(\rho)\rho \, d\rho.$$

On a, d'autre part, l'expression (9) de ce même travail moteur :

$$\mathfrak{T}_m = 2\pi N a \lambda V^2 \int_{r_0}^{r_1} l \frac{1 + \mu \operatorname{tang} \beta}{\cos \beta} \rho \, d\rho;$$

égalant ces deux expressions, on a

$$C\varphi(\rho) = \lambda V^2 l \frac{1 + \mu \operatorname{tang} \beta}{\cos \beta}, \qquad \text{d'où} \qquad l = \frac{C\varphi(\rho)\cos\beta}{\lambda V^2 (1 + \mu \operatorname{tang} \beta)}.$$

Pour déterminer le paramètre C, tirons-le de l'équation (10)

$$C = \frac{\mathfrak{T}_m}{2\pi N a \int_{r_0}^{r_1} \varphi(\rho)\rho \, d\rho},$$

---

[1] *Méthode pour la détermination*, etc. (*Bulletin de l'Association technique maritime*, n° 3, p. 22; 1892).

et, remplaçant C par sa valeur dans l'expression de l, on a

$$l = \frac{\mathfrak{T}_m \cos\beta\, \varphi(\rho)}{2\pi\lambda a N V^2 (1 + \mu\cos\beta) \int_{r_0}^{r_1} \varphi(\rho)\rho\, d\rho};$$

enfin, en exprimant le travail moteur en fonction de la puissance F (en chevaux) du moteur, affectée du coefficient de rendement 0,85, et exprimant par un seul terme K la fraction $\frac{75.0,85}{2\pi\lambda} = 0,7$, on trouve, pour l'expression générale de l,

$$l = \frac{KF\cos\beta\,\varphi(\rho)}{a N V^2 (1 + \mu \operatorname{tang}\beta) \int_{r_0}^{r_1} \varphi(\rho)\rho\, d\rho}.$$

Pour la facilité du calcul, il est avantageux de grouper les termes dans l'ordre suivant :

$$(11) \qquad l = \frac{KF}{a N V^2 \int_{r_0}^{r_1} \varphi(\rho)\rho\, d\rho} \times \frac{\cos\beta}{1 + \mu \operatorname{tang}\beta}\, \varphi(\rho).$$

Cette expression contient trois facteurs : le premier, qui est constant pour chaque hélice et indépendant des valeurs de tangβ; le deuxième dépend des valeurs successives que l'on donne à tangβ, mais, comme ce sont toujours les mêmes valeurs de tangβ croissantes de 0,5 à 3 que l'on considère, on calcule une fois pour toutes les six valeurs du deuxième terme correspondant aux différentes tangβ (ce sont ces valeurs qui ont été inscrites dans la dernière rangée du Tableau précédent). Ce n'est que dans le cas où, pour des raisons particulières, le rayon de l'hélice ou du moyeu ne pourrait pas correspondre exactement aux valeurs normales de tangβ, que l'on serait obligé de calculer cette valeur spéciale du deuxième facteur. Quant au troisième facteur, il sera nécessaire d'en calculer les valeurs correspondant aux différents rayons ρ.

Il y a une infinité de fonctions $\varphi(\rho)$ que l'on peut choisir pour déterminer la forme de l'aile. Nous en passerons un certain nombre en revue, dans le but de donner un choix assez considérable de formes variées qui permettront de les adapter aux ailes d'hélices existantes.

I. Une des fonctions les plus simples est $\varphi(\rho) = \rho + p$, où p est un paramètre arbitraire; elle donne, en prenant seulement la moitié de la largeur de l'aile,

$$\frac{l}{2} = \frac{3KF}{a N V^2 [2(r_1^3 - r_0^3) + 3p(r_1^2 - r_0^2)]} \times \frac{\cos\beta}{(1 + \mu \operatorname{tang}\beta)} (\rho + p).$$

Avec $p = 0$ on obtient la forme d'aile A (*fig.* 1, *Pl.* V); à mesure que l'on donne à p des valeurs de plus en plus élevées, l'aile s'élargit vers sa base et

prend la forme B (même figure); lorsque p devient très grand par rapport à ρ, la fonction tend vers une limite $\varphi(\rho) =$ constante; on a alors

$$\frac{l}{2} = \frac{KF}{aN^2(r_1^2 - r_0^2)} \times \frac{\cos\beta}{1 + \mu \operatorname{tang}\beta};$$

cette forme est représentée par la courbe C (même figure).

Il est rare que ces formes d'ailes trouvent dans la pratique une application directe, mais elles se combinent très heureusement avec celles qu'on obtient au moyen d'autres fonctions, ainsi que nous le verrons plus bas.

II. $\varphi(\rho) = \rho^2 + p$; p est un paramètre arbitraire.

$$\frac{l}{2} = \frac{4KF}{aN^2[2(r_1^4 - r_0^4) - 4p(r_1^2 - r_0^2)]} \times \frac{\cos\beta}{1 + \mu \operatorname{tang}\beta}(\rho^2 + p).$$

Pour $p = 0$, l'aile présente la forme d'un trapèze dont la petite base est en bas et la grande à l'extrémité; en outre, la base inférieure est excessivement petite par rapport à la base supérieure (courbe A, *fig.* 2, *Pl. V*). Cette forme est très commode pour les combinaisons; l'augmentation de p diminue la différence entre les deux bases. On pourrait attribuer à l'exposant de ρ des valeurs supérieures à 2, on aurait alors des formes d'ailes encore plus étroites dans le bas et plus larges à l'extrémité.

III. Afin d'obtenir des ailes rétrécies vers leur extrémité, il est avantageux de choisir des fonctions de ρ qui aillent en diminuant à mesure de l'augmentation de ρ; telle est, par exemple, $\varphi(\rho) = p\rho - \rho^2 + q$, qui donne

$$\frac{l}{2} = \frac{6KF}{aN^2[4p(r_1^3 - r_0^3) - 3(r_1^4 - r_0^4) + 6q(r_1^2 - r_0^2)]} \times \frac{\cos\beta}{1 + \mu \operatorname{tang}\beta}(p\rho - \rho^2 + q).$$

Le paramètre p doit être égal ou un peu supérieur à r_1; lorsque $p = r_1$ et $q = 0$, l'aile se termine en pointe (courbe A, *fig.* 3, *Pl. V*); si p est un peu supérieur à r_1, l'aile, qui va d'abord en s'élargissant, se rétrécit vers son extrémité et sa largeur dans le bout dépend de l'excédent de p sur r (courbe B, *fig.* 3, *Pl. V*); la courbe prolongée couperait le rayon en un point qui serait déterminé par la longueur de p (dans le cas de $q = 0$); le paramètre q modifie un peu cette forme, et son influence s'exerce surtout sur la largeur de l'aile à sa base (courbe C, *fig.* 3, *Pl. V*). Les formes d'ailes obtenues au moyen de cette fonction sont très bonnes, elles peuvent être employées directement et aussi en combinaison avec les courbes I et II.

La *fig.* 3 *bis*, *Pl. V*, représente une combinaison entre la courbe A_3 de la *fig.* 3, *Pl. V*, et la courbe A_2 de la *fig.* 2, *Pl. V*. Ces deux courbes A_3 et A_2 donnent des ailes absolument *équiactives*, c'est-à-dire des surfaces *actives* égales entre elles, quoique de surfaces géométriquement différentes; des hélices construites selon l'une ou l'autre de ces courbes donneraient des résultats identiques, absorberaient le même travail et produiraient la même propulsion, dans les mêmes conditions de nombre de tours et de vitesse. Il

en sera de même pour toutes les courbes intermédiaires entre A_2 et A_3, à la condition que ces courbes partagent les distances de A_2 à A_3 en parties proportionnelles. La courbe B de la *fig.* 3 *bis*, *Pl. V*, partage les distances A_2A_3 en parties égales, et la courbe C dans le rapport de 1 à 2. Ces courbes B et C pourraient du reste être calculées directement; il suffirait pour cela de faire une moyenne proportionnelle des valeurs de l tirées des équations II et III, dans la proportion déterminée.

IV. $\varphi(\rho) = p\rho^2 - \rho^3 + q$.

$$\frac{l}{2} = \frac{10.\mathrm{KF}}{a\mathrm{NV}^2[5p(r_1^4 - r_0^4) - 4(r_1^5 - r_0^5) + 10q(r_1^2 - r_0^2)]} \times \frac{\cos\beta}{1 + \mu \operatorname{tang}\beta}(p\rho^2 - \rho^3 + q).$$

Forme d'aile (*fig.* 4, *Pl. V*) analogue à la précédente, seulement le maximum de largeur se trouve reporté plus près de l'extrémité; cette courbe est souvent utile en combinaison, pour reproduire exactement certaines formes d'ailes existantes. Ici aussi le paramètre p, égal ou un peu plus grand que r_1, permet d'obtenir une aile soit pointue, soit d'une largeur déterminée à son extrémité; le paramètre q donne la possibilité de faire varier la largeur de l'aile au moyen.

Il est inutile de multiplier les exemples de ce genre de fonctions, car on comprend facilement qu'il est possible de les faire varier à l'infini. Nous allons montrer encore quelques exemples de fonctions d'un autre genre.

V. On peut se proposer, par exemple, que les poussées transversales le long de l'aile varient comme les cordes d'un cercle dont le diamètre serait égal au rayon de l'hélice; la fonction serait alors

$$\varphi(\rho) = \sqrt{r_1\rho - \rho^2},$$

ainsi qu'on peut le voir sur la *fig.* 4 ci-après. Au lieu de chercher à integrer directement cette fonction, on remarquera que cette intégrale définie multipliée par ρ représente le moment du segment ABD par rapport à l'axe OX et s'exprime par conséquent par la surface du segment multipliée par la distance de son centre de gravité à l'axe OX; ce qui nous donnera, après simplifications, pour la valeur de

$$\frac{l}{2} = \frac{8.\mathrm{KF}}{a\mathrm{NV}^2\left[\pi r_1^3 + r_1(r_1 - 2r_0)\sqrt{r_1r_0 - r_0^2} + 6\sqrt{r_1r_0 - r_0^2}^{\,3} - \frac{\pi r_1^3}{360}\arcsin\frac{2(r_1 - 2r_0)\sqrt{r_1r_0 - r_0^2}}{r_1^2}\right]}$$
$$\times \frac{\cos\beta}{1 + \mu\operatorname{tang}\beta}\sqrt{r_1\rho - \rho^2}.$$

Pour l'hélice normale dans laquelle $r_0 = \frac{r_1}{6}$, la parenthèse du dénominateur au premier facteur se réduit à $3,441\,r_1^3$, et l'expression devient

$$\frac{l}{2} = \frac{8\mathrm{KF}}{3,441\,a\mathrm{NV}^2r_1^3} \times \frac{\cos\beta}{1 + \mu\operatorname{tang}\beta}\sqrt{r_1\rho - \rho^2}.$$

Cette fonction donne une forme d'aile (*fig.* 5, *Pl. V*) large au moyeu et qui va en se rétrécissant pour finir en pointe; cette courbe, combinée avec les courbes I et II, donne de très belles formes d'ailes.

VI. On pourrait aussi faire varier les poussées latérales proportionnellement

Fig 4.

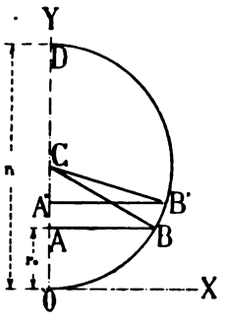
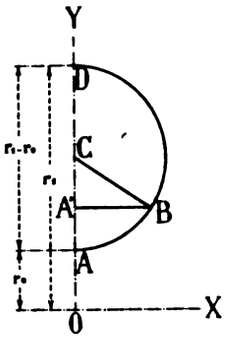


Fig. 5.



aux cordes d'un cercle, dont le diamètre serait égal à $(r_1 - r_0)$; on aurait alors (*fig.* 5 ci-dessus)

$$\varphi(\rho) = \sqrt{(r_1 - r_0)\rho - \rho^2 - r_1 r_0},$$

et comme précédemment en prenant le moment du cercle par rapport à l'axe OX, pour la valeur de l'intégrale définie, on aura

$$\frac{l}{2} = \frac{8KF}{aNV^2[\pi(r_1 - r_0)^2(r_1 + r_0)]} \times \frac{\cos\beta}{1 + \mu \operatorname{tang}\beta}\sqrt{(r_1 - r_0)\rho - \rho^2 - r_1 r_0}.$$

Cette forme d'aile (*fig.* 6, *Pl. V*) dont la largeur est nulle au moyeu, va en s'élargissant d'abord, puis en se rétrécissant, et se termine en pointe; elle ne peut être employée qu'en combinaisons; avec I, par exemple, elle donne de très bons résultats.

VII. Une forme d'ailes très intéressante à considérer, est celle dans laquelle la largeur est partout uniforme. Malgré sa largeur uniforme, cette aile ne sera pas rectangulaire parce que la largeur que nous considérons est non pas la largeur réelle, mais l'intersection rectifiée de cette aile par une surface cylindrique de rayon ρ.

Nous appellerons *largeur spécifique* de l'aile cette largeur uniforme que nous désignerons par L. Pour déterminer L, il faut trouver une fonction qui rende constante l'expression de l; comme nous avons

$$l = \frac{KF}{aNV^2 \int_{r_0}^{r_1} \varphi(\rho)\rho\, d\rho} \times \frac{\cos\beta\, \varphi(\rho)}{1 + \operatorname{tang}\beta},$$

il faut que la variable

$$\frac{\varphi(\rho)\cos\beta}{1 + \mu \operatorname{tang}\beta} = 1 \quad \text{ou} \quad \varphi(\rho) = \frac{1 + \mu \operatorname{tang}\beta}{\cos\beta} = (1 + \mu \operatorname{tang}\beta)\sqrt{1 + \operatorname{tang}^2\beta},$$

ce qui nous donnera

$$L = \frac{KF}{aNV^2 \int_{r_0}^{r_1} (1 + \mu \operatorname{tang}\beta)\sqrt{1 + \operatorname{tang}^2\beta}\, \rho\, d\rho}.$$

Exprimons ρ et $d\rho$ en fonction de la valeur de $\operatorname{tang}\beta$, prise comme variable indépendante, et intégrons entre les limites $\operatorname{tang}\beta_0$ et $\operatorname{tang}\beta_1$

$$L = \frac{4\pi^2 KFN}{aV^4 \int_{\operatorname{tang}\beta_0}^{\operatorname{tang}\beta_1} (1 + \mu \operatorname{tang}\beta)\sqrt{1 + \operatorname{tang}^2\beta}.\operatorname{tang}\beta.d \operatorname{tang}\beta},$$

pour faciliter l'intégration, posons

$$\sqrt{\operatorname{tang}^2\beta + 1} = z - \operatorname{tang}\beta,$$

d'où

$$z = \sqrt{\operatorname{tang}^2\beta + 1} + \operatorname{tang}\beta$$

et

$$z_0 = \sqrt{\operatorname{tang}^2\beta_0 + 1} + \operatorname{tang}\beta_0, \qquad z_1 = \sqrt{\operatorname{tang}^2\beta_1 + 1} + \operatorname{tang}\beta_1,$$

effectuant l'intégration entre les limites z_0 et z_1 on trouve

$$= \frac{442.FN}{aV^4\left[\frac{\mu}{4}\left(z_1^4 - z_0^4 - \frac{1}{z_1^4 - z_0^4}\right) + \frac{2}{3}\left(z_1^3 - z_0^3 + \frac{1}{z_0^3 - z_0^3}\right) + 2\left(z_1 - z_0 + \frac{1}{z_1 - z_0}\right) - 2\mu \mathcal{L}\frac{z_1}{z_0}\right]\frac{1}{16}},$$

donnant à $\operatorname{tang}\beta_0$ et $\operatorname{tang}\beta_1$ leurs valeurs normales 0,5 et 3, et prenant $\mu = 0{,}08$, on trouve

$$L = \frac{FN}{aV^4} 2{,}3. \tag{12}$$

Cette expression de la *largeur spécifique* de l'hélice donne lieu à quelques remarques intéressantes.

Divisant la valeur de L par celle de la longueur de l'aile $(r_1 - r_0)$, nous aurons le rapport de la largeur à la longueur de la surface de l'aile. Les observations de Wenham, de Joessel et d'autres ont montré que lorsqu'une surface rectangulaire se déplaçait obliquement dans un fluide, la composante de la résistance perpendiculaire au mouvement était plus grande lorsque le déplacement avait lieu dans le sens de la plus petite largeur que lorsqu'il se faisait dans le sens de la grande dimension; par conséquent une aile étroite devra donner un meilleur rendement qu'une aile large, et le rapport $\frac{L}{r_1 - r_0}$ devra avoir une limite supérieure trouvée empiriquement dans la pratique; c'est ce qui a lieu en effet. Pour avoir le rapport en question, exprimons $r_1 - r_0$ par sa valeur normale

$$r_1 - r_0 = \frac{V(\operatorname{tang}\beta_1 - \operatorname{tang}\beta_0)}{2\pi N} = \frac{V(3 - 0{,}5)}{2\pi N} = \frac{V}{N} 0{,}1.$$

Divisons l'expression de L par cette valeur

$$\frac{L}{r_1 - r_0} = \frac{FN^2}{aV^5} 5,8.$$

Le calcul d'un nombre assez considérable de bonnes hélices existantes montre que ce rapport $\frac{FN^2}{aV^5}$, que nous appellerons *rapport de compatibilité*, et que nous désignerons par la lettre Q, varie, dans la pratique, entre les limites 0,03 et 0,09, que sa valeur moyenne est de 0,06 et que dans aucun cas il ne dépasse la valeur de 0,1; ceci semblerait prouver que le rapport de la largeur spécifique de l'aile à sa longueur ne doit pas dépasser $0,1 \times 5,8 = 0,58$, et que sa valeur moyenne est de $0,06 \times 5,8 = 0,35$ environ.

Cette expression $\frac{FN^2}{aV^5} = Q$ du rapport de compatibilité est très utile lorsqu'on fait un projet de moteur pour bateau, car il permet de voir immédiatement si les valeurs de la vitesse, de la puissance, du nombre de tours et du nombre d'ailes ont été convenablement choisies; comme la valeur numérique de ce rapport ne doit pas sensiblement s'écarter de 0,06, et dans tous les cas ne pas dépasser 0,1, on pourra facilement choisir les valeurs de F, V, N, a, compatibles entre elles pour satisfaire à l'expression

$$0,1 > \frac{FN^2}{aV^5} = 0,06.$$

Il ne faut pas perdre de vue que Q exprime le rapport de la largeur spécifique de l'aile normale à sa longueur; aussi, toutes les fois que la chose sera possible, y aura-t-il intérêt, au point de vue du rendement, de diminuer la valeur de ce rapport même au-dessous de la moyenne observée 0,06, sans toutefois descendre au-dessous de 0,03 qui paraît être la limite inférieure consacrée par la pratique.

En nous reportant à l'expression de la largeur spécifique (12), et la multipliant par la longueur de l'aile, nous obtiendrons la valeur de la surface de l'aile; ce sera la surface de l'aile normale de largeur constante; on pourrait l'appeler la *surface caractéristique* de l'hélice, $S^2 = L(r_1 - r_0)$:

$$S^2 = L(r_1 - r_0) = \frac{FN.2,3}{aV^5} \frac{V}{N} 0,4 = \frac{F}{aV^3} 0,92,$$

et pour la surface totale de l'hélice ou des hélices

$$S^2 a = \frac{F}{V^3} 0,92;$$

d'un autre côté, il existe une relation qui relie F à V; c'est la formule d'utilisation de la Marine française $V = M\sqrt[3]{\frac{F}{B^2}}$, où B^2 est la surface du maître couple immergé et M le coefficient d'utilisation qui est de 4 en moyenne, dans

le cas des bonnes utilisations et lorsque la vitesse V est exprimée en nœuds; comme dans nos formules cette vitesse est exprimée en mètres à la seconde, il faudra donner à M la valeur de 2. De la formule d'utilisation on tire la valeur

$$B^2 = \frac{M^3 F}{V^3},$$

en divisant $S^2 a$ par B^2 nous aurons le rapport de la surface totale des ailes à celle du maître couple

$$\frac{S^2 a}{B^2} = \frac{0,92}{M^3},$$

et, pour $M = 2$,

$$\frac{S^2 a}{B^2} = 0,115;$$

ce qui veut dire que la surface totale des ailes d'une hélice normale doit être le $\frac{1}{9}$ environ de celle du maître couple immergé.

Pour avoir le rapport de la surface d'une aile d'hélice normale au cercle décrit par son rayon, prenons

$$\frac{S^2}{\pi r_1^2} = \frac{F.0,92}{a V^3 \pi \left(\frac{3V}{2\pi N}\right)^2} = \frac{FN^2}{a V^5} 1,285 = Q.1,285,$$

et comme nous avons trouvé que le rapport de compatibilité Q était en moyenne égal à 0,06 et ne devait pas dépasser 0,1, il faudra que le rapport de la surface d'une aile au cercle décrit par le rayon de l'hélice soit en moyenne $\frac{S^2}{\pi r_1^2} = 0,077$ et ne dépasse jamais la valeur de 0,13.

L'une des formules empiriques, qui servaient à déterminer le rayon des hélices, admet que le rapport entre le cercle décrit par ce rayon et la surface du maître couple doit être 0,25 environ. Cherchons à déterminer ce rapport par nos formules. Nous avons

$$\frac{S^2 a}{B^2} = 0,115 \qquad \text{et} \qquad \frac{S^2}{\pi r_1^2} = 0,077;$$

cette dernière expression a été déterminée en admettant pour Q la valeur de 0,06, moyenne obtenue du calcul d'un grand nombre d'hélices, dont le nombre d'ailes total variait de 4 à 8; admettons comme moyenne du nombre d'ailes pour les hélices calculées, $a = 6$, nous aurons

$$\frac{S^2}{B^2} = \frac{0,115}{a} = 0,019,$$

divisant les deux expressions $\frac{S^2}{B^2}$ et $\frac{S^2}{\pi r_1^2}$ l'une par l'autre, on a

$$\frac{\pi r_1^2}{B^2} = 0,247,$$

valeur qui concorde très bien avec la règle empirique admise.

VIII. Il est encore une forme spéciale d'aile qu'il peut être avantageux d'employer dans certains cas, c'est celle de l'hélice à fraction de pas constante, car elle donne le maximum de surface *active* pour le minimum de fraction de pas.

Pour calculer cette fraction de pas que nous appelons *fraction de pas spécifique,* remarquons qu'elle peut s'exprimer par $f = l\cos(\beta - \alpha)$, ce qui nous donne

$$\mathfrak{T}_m = \frac{\lambda a V^4 f}{2\pi N}\int_{\operatorname{tang}\beta_0}^{\operatorname{tang}\beta_1} \frac{1+\mu\operatorname{tang}\beta}{\cos\beta\cos(\beta-\alpha)}\operatorname{tang}\beta.d\operatorname{tang}\beta,$$

ou bien

$$\mathfrak{T}_m = \frac{\lambda a V^4 f}{2\pi N\cos\alpha}\int_{\operatorname{tang}\beta_0}^{\operatorname{tang}\beta_1} \frac{(1+\mu\operatorname{tang}\beta)(1+\operatorname{tang}^2\beta)}{1+\operatorname{tang}\beta\operatorname{tang}\alpha}\operatorname{tang}\beta.d\operatorname{tang}\beta.$$

En intégrant entre les limites $\operatorname{tang}\beta_0$ que nous appellerons z_0, $\operatorname{tang}\beta_1$ et que nous appellerons z_1, donnant à μ la valeur 0,08 et à $\operatorname{tang}\alpha$ celle de 0,05, on trouve

$$f = \frac{FN}{aV^4}\,\frac{27,58}{\left[0,4(z_1^4 - z_0^4) - 4(z_1^3 - z_0^3) + 120,8(z_1^2 - z_0^2) - 4788(z_1 - z_0) + 95760\,\mathfrak{L}\,\frac{1+0,05z_1}{1+0,05z_0}\right]},$$

ce qui pour l'hélice normale, dans laquelle $z_0 = 0,5$ et $z_1 = 3$, fait

$$f = \frac{FN}{aV^4}\,1,14. \tag{13}$$

Il est à remarquer que f est extrêmement voisin de $\frac{L}{2}$.

Les règles empiriques admises pour déterminer le rapport de la fraction de pas au pas de l'hélice assignent comme limite supérieure de ce rapport une valeur de 0,1 environ. Déterminons ce rapport directement

$$\frac{f}{H} = \frac{FN\,1,14}{aV^4H},$$

mais nous avons vu que

$$H = 1,13\frac{V}{N},$$

donc

$$\frac{f}{H} = \frac{FN^2}{aV^5}\times\frac{1,14}{1,13} = Q,$$

et puisque le rapport de compatibilité a une valeur moyenne $Q = 0,06$ et une limite supérieure 0,1, on aura pour la valeur moyenne du rapport $\frac{f}{H} = 0,06$, et comme limite supérieure $\frac{f}{H} = 0,1$, ce qui est parfaitement conforme à la règle empirique admise.

De même que pour l'aile à largeur constante, on peut aussi, pour l'aile à fraction de pas constante, déterminer les différents rapports fixes, qui relient cette fraction de pas aux autres éléments invariables de l'aile normale.

Toutes les surfaces actives des hélices normales calculées par une quelconque des formules précédentes sont rigoureusement équivalentes, au point de vue de leur action, tout en étant très différentes au point de vue de leurs dimensions géométriques [1]; c'est pourquoi dans nos calculs nous pouvons toujours remplacer une surface active d'hélice quelconque par une autre surface *équiactive*. Nous avons choisi, pour la comparaison des hélices et le calcul du rapport de leurs principaux éléments, la surface active la plus simple : celle à largeur d'aile constante, qui se réduit comme expression au facteur Q multiplié par un coefficient constant. Ce facteur Q, que nous avons appelé *rapport de compatibilité,* dont on peut déterminer la valeur moyenne et la limite supérieure par la vérification sur un grand nombre d'hélices existantes, donne la possibilité de déterminer tous les éléments d'une hélice normale, lorsque l'on connaît trois quelconques de ces éléments, ou même souvent deux seulement. Ces éléments variables sont :

F, la puissance totale du moteur en chevaux.
V, la vitesse du bateau en mètres.
N, le nombre de tours à la seconde.
H, le pas moyen [2] de l'aile (à angle d'attaque optimum constant).
a, le nombre total d'ailes.
A, l'avance par tour.
L, la largeur spécifique de l'aile normale.
f, la fraction de pas spécifique de l'aile.
r_1, le rayon de l'hélice normale.
B^2, la surface du maître couple immergé.
S^2, la surface caractéristique de l'aile.

En rangeant B^2 parmi les éléments pouvant servir à déterminer les hélices, nous admettons que le coefficient d'utilisation M, qui relie B^2 à la puissance F et à la vitesse V, aura toujours la même valeur $M = 2$, ce qui correspond à la valeur de $M = 4$ en comptant la vitesse en nœuds.

Dans le Tableau ci-après, nous avons groupé les rapports principaux qui relient entre eux les différents éléments énumérés plus haut, et qui permettent de les calculer tous lorsque l'on connaît trois ou deux quelconques d'entre eux.

---

(1) M. Doyère a donné à ce genre de surface le nom de *surfaces efficaces* de l'hélice.

(2) Il serait plus rationnel de considérer non le pas moyen de l'aile, mais son pas minimum, car ce dernier est indépendant du rayon de l'hélice et peut être appliqué à toutes les hélices à angle d'attaque constant.

Tableau des principaux rapports qui relient les divers éléments de l'hélice normale.

			Valeur moyenne.	Limite supérieure.
$L = \frac{F.N}{a.V^4} 2,3$	$H = A.1,134$	$Q = \frac{F.N^2}{a.V^5}$	0,06	0,1
$L = 2f$	$S^2 a = 0,115 B^2$	$L = Q.A.2,3$	$0,138.A$	$0,23.A$
$A = \frac{V}{N}$	$B^2 = \frac{8F}{V^2}$	$L = Q.r_1.4,8$	$0,29.r_1$	$0,48.r_1$
		$L = Q.H.2,03$	$0,122.H$	$0,2.H$
$f = \frac{F.N}{a.V^4} 1,14$		$L = (r_1 - r_0).Q.5,75$	$0,35(r_1 - r_0)$	$0,58(r_1 - r_0)$
		$S^2 = (r_1 - r_0)^2.Q.5,75$	$0,35(r_1 - r_0)^2$	$0,58(r_1 - r_0)^2$
$S^2 = L(r_1 - r_0)$		$S^2 = \pi.r_1^2.Q.1,285$	$0,077.\pi r_1^2$	$0,128.\pi r_1^2$
$a = 0,115 \frac{B^2}{S^2}$			$0,242.r_1^2$.	$0,4.r_1^2$
		$S^2 = Q.A^2.0,92$	$0,055.A^2$	$0,09.A^2$
$\rho_1 = r_0,\ \rho_2 = 2r_0,\ \rho_3 = 3r_0,\ \ldots,\ \rho_6 = r_1$		$S^2 = Q.H^2.0,716$	$0,043.H^2$	$0,07.H^2$
$r_1 = 0,477.A$		$a = \frac{B^2}{A^2} \frac{1}{8.Q}$	$2 \frac{B^2}{A^2}$	$1,25 \frac{B^2}{A^2}$
$(r_1 - r_0) = 0,4.A$				
$r_0 = \frac{r_1}{6}$		$a = \frac{B^2}{\pi.r_1^2} \frac{0,09}{Q}$	$1,5 \frac{B^2}{\pi r_1^2}$	$0,9 \frac{B^2}{\pi r_1^2}$
$r_0 = 0,079.A$		$f = Q.A.1,14$	$0,069.A$	$0,114.A$
$r_1 = 0,42.H$		$f = Q.H.1,01$	$0,061.H$	$0,1.H$

Au point de vue théorique, toutes les surfaces d'ailes équiactives se valent pour la propulsion des bateaux; toutefois, certaines formes d'ailes peuvent être préférables à d'autres, selon les conditions particulières de leur fonctionnement.

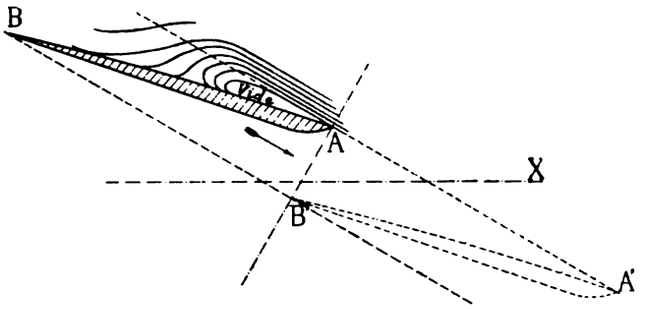
Lorsque la vitesse périphérique de l'aile atteint des valeurs considérables, 30^m à 60^m (1) à la seconde, il est avantageux de donner à l'aile une forme large à la base et étroite à l'extrémité; il y a plusieurs raisons pour cela : d'abord, le rendement de la surface active étant maximum pour une valeur de tang β voisine de 1, ce qui correspond à la partie inférieure de l'aile, il y a tout avantage à augmenter cette surface précisément à l'endroit où son rendement est maximum; en second lieu, la longueur de la bande qui rattache l'aile au moyeu étant plus grande, on pourra diminuer l'épaisseur de l'aile, tout en lui conservant la même solidité, ce qui sera avantageux aussi, au point de vue du rendement; la troisième et principale raison qui milite en faveur des ailes étroites à leur extrémité, c'est que, dans ces conditions, les causes probables de la *cavitation* seront diminuées.

Le vide qui se produit quelquefois derrière l'extrémité de l'aile, lorsque

(1) La vitesse d'un point quelconque de l'aile par rapport à l'eau s'exprime par $V' = \frac{V}{\cos\beta}$; à l'extrémité d'une aile normale elle sera d'environ $V' = 3V$; mais si le rayon est supérieur au rayon normal, cette vitesse peut facilement atteindre $V' = 4V$ et plus.

celle-ci tourne avec une grande vitesse périphérique, peut, je crois, s'expliquer par les considérations suivantes. Si pour une cause quelconque, vent contraire, grosse mer, encrassement de la coque, etc., la vitesse du bateau vient à diminuer, sans que le nombre de tours de l'hélice diminue sensiblement, l'angle, d'attaque augmente rapidement et peut facilement atteindre une valeur double et même triple de sa valeur normale. Dans ces conditions, la tangente de cet angle prend une valeur assez élevée; entre 7° et 10° elle atteint 0,12 et 0,17, et la projection de la largeur de l'aile sur un plan perpendiculaire à la direction du mouvement sera, par conséquent, de 12 à 17 pour 100 de cette largeur; si l'aile à son extrémité a, par exemple, une largeur de 1^m, cette projection atteindra une valeur de $0^m,12$ à $0^m,17$. Prenons $0^m,15$ et admettons en même temps que la vitesse périphérique atteint une valeur de 35^m à la seconde, ce qui n'est pas rare pour les hélices modernes, l'extrémité de l'aile parcourra une distance égale à sa propre largeur en $\frac{1}{35}$ de seconde environ (*fig.* 6);

Fig. 6.



les particules liquides, qui étaient immobiles, à l'arête d'entrée A de l'hélice, devront parcourir le chemin AB', en $\frac{1}{35}$ de seconde, ce qui nécessitera une vitesse de $5^m,25$ environ correspondant à une colonne d'eau de $1^m,40$; si, à un moment donné, lorsque, par exemple, l'extrémité de l'aile se trouve au point le plus élevé de sa course, l'immersion devient inférieure à $1^m,40$, les molécules d'eau n'ont plus la vitesse suffisante pour suivre régulièrement la face dorsale de l'aile, d'autant plus que, partant du repos, elles n'atteignent pas instantanément leur vitesse de chute, il se produira alors fatalement, surtout vers l'arête d'entrée, un vide et des remous nuisibles au rendement; car ce vide formé à l'arrière de la face dorsale de chaque aile se trouve, par conséquent, du côté de la face propulsive de l'aile suivante, et l'eau repoussée vers l'arrière par la face propulsive de cette aile, se précipitant dans le vide produit par l'aile précédente, n'offre plus à l'hélice la résistance voulue; voilà probablement pourquoi la cavitation diminue le rendement des hélices, et l'on voit que cette cavitation peut se produire pour des hélices dont les vitesses périphériques sont considérables, et dont les ailes sont larges à leur extrémité; c'est pourquoi, dans les cas de grandes vitesses périphériques,

il est avantageux de donner aux ailes une forme plus étroite vers le bout. Au contraire, lorsque la vitesse périphérique réelle de l'hélice est relativement faible et que, par conséquent, la cavitation n'est pas à craindre, il y aurait avantage à élargir les ailes vers leur extrémité. Cela aura pour effet d'augmenter la surface active, tout en diminuant la surface frottante; car un centimètre carré de surface placé dans le voisinage de l'axe de rotation produira un effet mécanique infiniment moindre que ce même centimètre carré lorsqu'il est placé vers l'extrémité de l'hélice, puisque les poussées sont proportionnelles aux carrés des vitesses, et par conséquent aux carrés de leurs distances à l'axe; en outre, l'inclinaison de ce centimètre carré par rapport à l'axe étant plus petite près du centre que vers la périphérie, la composante utile sera plus considérable vers l'extrémité que dans le voisinage du centre. Cela se voit, du reste, lorsque l'on compare entre elles les différentes formes d'ailes calculées par nos formules, et réunies sur la *Pl. V* : elles sont toutes équiactives; mais celles qui sont plus larges vers l'extrémité sont, en tant que surfaces géométriques, plus petites que celles qui sont élargies vers le bas; la différence peut même être très considérable. Pour les petites embarcations, vedettes, canots à vapeur, bateaux-mouches, remorqueurs, etc., dont la vitesse est faible et le nombre de tours d'hélice relativement considérable, ce qui en réduit le diamètre, l'application de l'hélice à fraction de pas constante semble la plus rationnelle.

Dans les différents rapports que nous avons calculés, et qui relient les divers éléments de l'hélice, nous avons toujours admis le coefficient $K = 0,7$. Ce coefficient, ainsi qu'on a pu le remarquer, est un coefficient de réduction et ne peut pas être considéré comme un coefficient empirique, malgré le facteur λ qu'il contient; il peut, cependant, quelquefois être supérieur à 0,7, même pour de bonnes hélices; dans le calcul des hélices existantes nous en avons fréquemment rencontré des exemples. Cela tiendrait peut-être à ce que l'hélice fonctionnant dans un courant d'eau entraînée par la carène avec une vitesse plus ou moins grande, la vitesse de l'aile par rapport à l'eau se trouverait diminuée, et la largeur d'aile, calculée pour la vitesse normale, deviendrait insuffisante pour cette nouvelle vitesse inférieure à la normale. Il est facile de se rendre compte que, même pour une petite vitesse d'entraînement d'eau par la carène, une augmentation considérable de largeur d'aile puisse être nécessaire, puisque cette largeur étant inversement proportionnelle aux quatrièmes puissances des vitesses, pour une très faible différence entre la vitesse du bateau et celle de l'hélice dans l'eau, le rapport des quatrièmes puissances peut atteindre une valeur très notable.

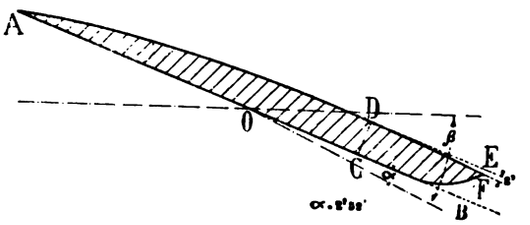
Ce qui semble justifier cette manière de voir, c'est que, dans le cas où nous avons trouvé des valeurs du coefficient K supérieures à 0,7 (jusqu'à 30 et 35 pour 100), le recul constaté était très faible et quelquefois nul ou même négatif, comme pour la *Champagne* par exemple, qui cependant donne une excellente utilisation.

Aussi, toutes les fois que l'on aura constaté un recul négatif ou même très faible, avec, en même temps, une bonne utilisation, doit-on s'attendre à trouver une aile qui, calculée par nos formules, exigerait un coefficient supérieur à 0,7.

C'est à cette même cause d'entraînement d'eau par la carène que l'on pourrait attribuer le fait observé de la brusque diminution d'utilisation, lorsqu'on dépasse une limite de vitesse pour laquelle l'hélice a été calculée.

Il est très important de tracer l'hélice de façon que la face dorsale de l'aile ne rencontre pas les filets liquides sous un angle positif; pour cela on peut avoir recours à la construction suivante. En admettant que AB, *fig.* 7, soit

Fig. 7.

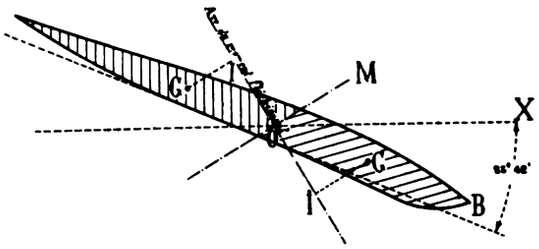


la largeur de l'aile calculée par une des formules précédentes, on divisera cette longueur en cinq parties égales; au premier cinquième à partir de l'entrée, au point C, on prendra sur la perpendiculaire CD l'épaisseur maximum que donne le calcul de la résistance; du point D on mènera DF qui fera avec la droite DE, parallèle à AB, un angle de 2°; sur DF on projettera l'extrémité B de la ligne AB, et l'on tracera une courbe FC tangente à AB (*fig.* 7) de façon à obtenir sur la face propulsive de l'aile un onglet de forme convenable pour l'entrée de l'eau, ce qui amincira l'aile à l'avant et la réduira à une arête aiguë. On finira le tracé de la face dorsale de l'aile par une courbe tangente à DF, et se terminant au point A par un angle aigu. On sera sûr de la sorte qu'aucun des points de la face dorsale de l'aile ne rencontrera les filets liquides de façon à produire une résistance nuisible.

Pour calculer l'épaisseur qu'il faudra donner à une aile d'hélice on pourra procéder de la façon suivante. Supposons l'aile coupée par un plan parallèle à l'axe et tangent au moyeu (*fig.* 8), cette coupe se présentera sous la forme d'une bande plane presque rectiligne, et faisant avec l'axe OX un angle de 23° environ, si la coupe est faite à une distance du centre correspondante à $\tan\beta = 0,5$. Cherchons l'axe autour duquel se produira le moment fléchissant de l'aile. La direction de ce moment fléchissant dépendra évidemment de la forme de l'aile; mais, quelle que soit la forme choisie, il sera facile de déterminer cette direction. Nous savons, en effet, que les poussées élémentaires sont proportionnelles aux largeurs de l'aile et aux carrés des vitesses, et, par conséquent, aux carrés des rayons. Ayant calculé les dif-

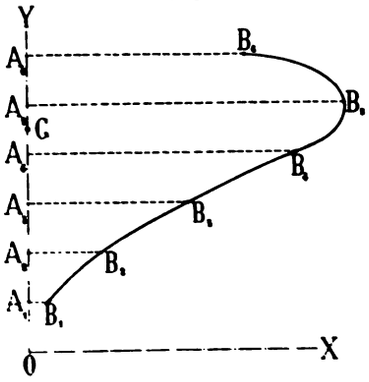
férentes valeurs de l, il suffira de les multiplier par les valeurs correspondantes de ρ^2, et de porter les produits en ordonnées sur l'axe OY en

Fig. 8.



prenant comme abscisses les valeurs correspondantes de ρ (*fig.* 9); on obtiendra ainsi une courbe dont la surface représentera la répartition des poussées sur l'aile; il n'y aura donc qu'à déterminer graphiquement, ou par le calcul, le centre de gravité de cette surface, pour avoir le point d'application de la résultante de toutes les poussées sur l'aile. Ayant trouvé la position de ce point sur le rayon principal, on aura en même temps la direction de

Fig. 9.



$OA = \rho$
$AB = l\rho^2$.

la résultante, puisqu'elle sera perpendiculaire à l'élément de la surface à cet endroit. Connaissant la direction de la résultante des forces qui produit le moment fléchissant, on tracera l'axe autour duquel agit ce moment, perpendiculairement à cette direction. Cet axe sera ordinairement incliné de 60° à 65° sur l'axe de l'hélice et, par conséquent, fera avec la direction de la bande, qui représente la coupe de l'aile au moyeu, un angle d'au moins 30°. Ayant ainsi trouvé l'axe du moment fléchissant, dont la valeur est donnée par le couple moteur, il sera facile de déterminer les dimensions à donner à la section de l'aile, afin que les moments d'inertie des deux

moitiés de cette section par rapport à l'axe du moment fléchissant soient suffisants pour donner la résistance nécessaire à l'hélice.

Nous avons montré à quel point il était facile, au moyen de la théorie proposée, de déterminer rigoureusement tous les éléments des hélices propulsives, en fonction uniquement des conditions dans lesquelles elles étaient appelées à travailler. Les formules employées ne contiennent, à proprement parler, aucun coefficient empirique; elles sont basées entièrement sur les lois de la résistance des fluides. Les deux constantes que nous avons prises pour base de nos calculs, et qui sont : l'incidence optimum α et la mesure de la poussée par mètre carré λ, ont été déterminées pour ainsi dire *a priori,* mais les résultats des calculs d'un assez grand nombre d'hélices existantes ont démontré que la valeur de ces constantes était très proche de la réalité. Toutefois, il serait aussi intéressant que facile de déterminer directement par l'expérience la valeur exacte de ces constantes, et cela dans leurs conditions normales. Pour cela il faudrait calculer, pour un bateau dont l'utilisation est connue, une hélice à ailes rapportées; pour le calcul des largeurs d'ailes on prendrait un coefficient un peu supérieur à 0,7, $K = 1,00$ par exemple. Les ailes de cette hélice seraient troussées de façon à avoir un pas constant égal à l'avance par tour $A = \frac{V}{N}$; en les fixant sur le moyeu, on les décalerait, pour commencer, de 1° seulement; on ferait une série d'essais en faisant tourner la machine au nombre de tours prévu; si l'hélice était trop résistante et ne donnait pas le nombre de tours voulu, on rognerait les ailes longitudinalement, du côté de l'arrière, de façon à diminuer toutes les largeurs l dans un rapport constant; cela reviendrait à diminuer le coefficient K dans cette même proportion. On mesurerait exactement la puissance du moteur et la vitesse atteinte, dans ces conditions. On procéderait ensuite à une nouvelle série d'essais analogues, après avoir décalé les ailes de 1°30′, cette fois. On continuerait ainsi en décalant chaque fois les ailes d'un demi-degré en plus, jusqu'au moment où la vitesse du bateau diminuerait sensiblement. A chaque fois on rognerait les ailes comme il a été indiqué plus haut, de façon à conserver tout le temps le même nombre de tours. On obtiendrait ainsi une série d'observations qui donneraient la courbe d'utilisation de l'hélice; le point maximum de cette courbe déterminerait exactement l'incidence optimum à donner aux ailes pour le meilleur rendement, ainsi que le coefficient de K correspondant, et par conséquent la valeur cherchée de λ. Une série d'essais de ce genre, qui pourrait être exécutée très facilement et à peu de frais, donnerait certainement des résultats absolument précis, d'autant plus que les conditions de l'expérience seraient exactement celles du problème que l'on se propose d'étudier, ce qui n'a jamais lieu dans les essais de laboratoire ou sur des modèles réduits.

L'application, aux hélices existantes, des calculs basés sur la présente théorie peut incontestablement contribuer à éclairer la question des pro-

pulseurs, et donner des indications précieuses sur les conditions générales du phénomène, mais elle sera insuffisante cependant, pour fournir des résultats assez rigoureux et qui permettent de déterminer exactement les valeurs des constantes α et λ, par exemple; d'abord parce que les hélices existantes que l'on étudie ne sont pas des hélices normales et, par conséquent, ne se trouvent pas dans les conditions exactes de nos calculs; qu'en second lieu, il est sinon difficile, du moins souvent délicat et très long d'arriver à rendre une hélice donnée *calculable*, c'est-à-dire de trouver une ou des fonctions qui s'adaptent rigoureusement au calcul de la surface active de cette hélice, pour en déterminer le coefficient K, et enfin que les données qu'on trouve quelquefois sur certaines hélices, telles que, par exemple, la fraction de pas moyenne ou la dimension de la surface propulsive, dont on n'indique pas exactement la forme, sont absolument sans valeur et ne peuvent pas servir à la détermination de ces hélices.

Il est certain que la comparaison rationnelle des hélices entre elles pourrait être très utile à l'étude de la question, mais il faudrait pour cela que les hélices comparées soient *comparables* et, par conséquent, établies toutes sur les mêmes principes, que leurs éléments caractéristiques soient toujours choisis de la même façon; or, malheureusement, il règne, parmi les ingénieurs et les constructeurs, une grande diversité d'habitudes à ce sujet.

Quand on pense aux progrès rapides de l'Électrotechnique, dont les études et les recherches ont été tellement facilitées par l'unification et la réglementation des unités, des mesures et des méthodes universellement adoptées, grâce à l'initiative du Congrès des Électriciens, on ne peut s'empêcher de souhaiter qu'une unification et réglementation semblables, sanctionnées par l'autorité suprême du Congrès des Constructions navales, facilite aux Ingénieurs et aux constructeurs l'étude comparative des hélices propulsives, rendues comparables par la détermination rationnelle et uniforme de leurs éléments, et permette à tous les chercheurs, devenus ainsi collaborateurs, de travailler ensemble à l'avancement de cette question si importante, en la faisant passer de l'ombre de l'empirisme dans le jour éclatant que peut projeter, seule, la méthode scientifique.

ADOPTION D'UN SYSTÈME RATIONNEL D'UNITÉS

DANS LES

QUESTIONS DE CONSTRUCTION NAVALE,

PAR M. HAUSER,
Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.

La composition internationale de ce Congrès, la variété d'origine des communications qui y sont échangées, conduisent tout naturellement à se demander si nous avons fait jusqu'ici tout le nécessaire pour nous entendre facilement, et s'il n'existe pas entre nous des différences d'habitudes techniques, de nature à entraver les progrès qu'on doit attendre de tout échange international de connaissances et d'idées. Une science, un art ne peuvent se développer que par la comparaison attentive et la discussion raisonnée d'expériences faites en des lieux différents, par des observateurs de nations diverses; tout ce qui peut faciliter le rapprochement des résultats numériques obtenus rend plus aisé le groupement des phénomènes observés, et le dégagement de la loi qui les relie entre eux. Ne pourrions-nous pas, en faisant le sacrifice de quelques-unes des habitudes que nous a données notre éducation technique, nous rapprocher les uns des autres, et arriver à nous entendre plus aisément?

On me pardonnera de retenir quelques instants l'attention du Congrès sur une question qui, bien que d'ordre secondaire, n'est pas sans influence sur les progrès futurs de l'art de la construction et de la mécanique générale.

Lorsque le Congrès des Électriciens se réunit en 1881, il était à peu près dans la situation où nous nous trouvons aujourd'hui : bien que l'Association Britannique eût, dès 1860, pris l'initiative d'une unification des mesures électriques, les membres de ce Congrès n'avaient pas de langue technique commune, et les résultats que fournissaient leurs expériences isolées ne pouvaient que difficilement être rapprochés. Une fois que le Congrès eut adopté le système d'unités connu sous le nom de *Système C. G. S.*, et universellement employé aujourd'hui, les études et leurs résultats devinrent comparables, et l'électricité prit ce magnifique essor, qui est la caractéristique la

plus saillante de la vie industrielle et scientifique des vingt dernières années de ce siècle.

Nous n'en sommes pas là.

Toutes les fois que nous voulons comparer des échantillons, des vitesses, des forces, des travaux, des puissances, nous nous heurtons sans cesse à des obstacles, que je ne saurais comparer qu'aux barrières douanières, dont la plupart des États se sont si jalousement entourés; ce sont des difficultés de lecture et de calcul, auxquelles, comme aux douanes, nous payons des droits élevés, sous forme de travail improductif et de temps précieux perdu.

Et d'abord, à tous ceux qui ont été élevés dans la pratique du système décimal et métrique, il est inutile de rappeler combien de fois ils ont maudit les multiples subdivisions du pouce : nous avons peine à nous reconnaître dans les septièmes, huitièmes, douzièmes de pouce, et il nous est bien difficile de nous rendre compte, à première vue, qu'une tôle de $\frac{5}{8}$ de pouce a environ 16^{mm} d'épaisseur. J'ajoute qu'il ne nous est pas plus facile de nous faire une idée immédiate des épaisseurs définies par le poids de l'unité superficielle : ce n'est pas sans un petit calcul que nous nous démontrons qu'une tôle pesant 15 livres par pouce carré a environ $5^{mm},4$ d'épaisseur.

Pour les vitesses, nous ne savons pas toujours s'il s'agit du mille marin de 1852^{m}, ou du *statute mile* de 1609^{m} (1760 *yards*).

Comme unité de travail, nous trouvons tantôt le kilogrammètre, tantôt le *foot-pound* (0,138 kilogrammètre), tantôt le *foot-ton* (309,89 kilogrammètres).

Pour les puissances, nous hésitons, suivant l'origine des expériences, entre le cheval-vapeur de 75 kilogrammètres, et le *horse-power* de 76,04 kilogrammètres par seconde (33000 pound × 1 foot : 60).

S'agit-il du déplacement d'un navire, nous avons à choisir entre la tonne de 1000^{kg}, et la *ton* de $1016^{kg},048$.

Enfin, s'il s'agit de pression ou de traction par unité de surface, nous comptons par :

Kilogrammes par centimètre carré ;

Atmosphères ($1^{kg},033$ par centimètre carré) ;

Kilogrammes par millimètre carré ;

Pound par *inch* carré ($0^{kg},0703$ par centimètre carré) ;

Ton par *foot* carré ($1^{kg},093$ par centimètre carré).

Plus heureux que nous, les physiciens ont le plus souvent à manier des densités, des coefficients de dilatation, etc., simples rapports, sur lesquels la nationalité n'a aucune influence.

Plus heureux que nous, les chimistes : les proportions définies de leurs combinaisons sont indépendantes des conventions locales de mesures.

Plus heureux que nous, les électriciens, qui ont eu le courage de faire table rase, et de se créer un langage uniforme.

Pour nous, nous restons jusqu'ici les esclaves soumis de la table de conversion, de l'aide-mémoire et de la règle à calcul. Est-il bien raisonnable de continuer à subir une pareille gêne ?

Je ne parlerai pas ici des unités géométriques : longueur, surface, volume, poids ; adopté depuis plus ou moins longtemps dans beaucoup de pays, toléré ou rendu facultatif dans quelques autres, le système métrique progresse peu à peu, et il est bien probable que son incontestable commodité, rendue de plus en plus évidente par la fréquence toujours croissante des rapports internationaux, le fera graduellement adopter partout, et reléguera dans le passé, ainsi qu'il est arrivé en France, ces systèmes incommodes et surannés, dont il doit, tôt ou tard, prendre la place.

Mais il est trois grandeurs, d'un usage constant dans nos travaux, sur lesquelles je me permettrai d'appeler l'attention du Congrès.

Ne serait-il pas éminemment avantageux de rattacher au système C. G. S., employé déjà par une classe importante d'ingénieurs et d'industriels, les unités pratiques de travail, de puissance et de pression par unité de surface ?

Notre unité de travail est le kilogrammètre, celle des pays anglo-saxons est le *foot-pound* ($0^{kgm},138$), ou le *foot-ton* ($309^{kgm},89$) ; enfin, celle du système C. G. S. est l'*erg* ($1,019 \times 10^{-8}$ kgm) (1). Mais l'emploi de l'erg dans les applications courantes donnant généralement des nombres trop élevés, les électriciens ont adopté, comme unité pratique, le *joule*, égal à $10^7 \times$ erg, ou $1,019 \times 10^{-1}$ kgm, ou $0^{kgm},1019$. Nous proposons de compter les travaux en *kilojoules*, soit $101^{kgm},9$ (plus exactement $101,937$).

Notre unité de puissance est le cheval-vapeur de 75 kilogrammètres, celle des pays anglo-saxons le *horse-power* de 76,02 kilogrammètres. Nous proposerions d'adopter, comme unité de puissance, le *kilowatt*, couramment employé par les électriciens, et qui, correspondant au *kilojoule*, permettrait d'exprimer par le même nombre le travail par seconde et la puissance d'un même appareil. On pourrait dire qu'une machine, fournissant par seconde 1 kilojoule, est une machine de 1 kilowatt. Nous nous débarrasserions à tout jamais du coefficient $\frac{1}{75}$, dont nous alourdissons nos calculs.

Dans ce système d'unités, les travaux seraient exprimés par des nombres différant peu des nombres de kilogrammètres actuels divisés par 100 (exac-

(1) Dans le système C. G. S., l'unité de force, ou *dyne*, est la force qui, agissant sur l'unité de masse, lui communique dans l'unité de temps l'unité d'accélération. L'unité de masse étant la masse d'un gramme, et l'unité d'accélération le centimètre, il en résulte que la dyne est égale à $\frac{1^{gr}}{981} = \frac{1^{kg}}{981} \times 10^{-3} = 1^{kg},019 \times 10^{-6}$.

Le travail d'une dyne déplaçant son point d'application de l'unité de longueur (centimètre), ou *erg*, est donc égal à $1^{kg},019 \times 10^{-6} \times 1^{m} \times 10^{-2} = 1,019 \times 10^{-8}$ kilogrammètres.

tement $\frac{1}{101,937}$), et les puissances par des nombres qui seraient égaux aux nombres actuels multipliés par

0,73575 pour les chevaux-vapeur,
0,74594 pour les horse-power,

ou divisés par

1,359157 pour les chevaux-vapeur,
1,340588 pour les horse-power.

Le joule et le watt, ainsi que leurs dérivés, sont des unités de mesure de l'énergie, et de l'énergie par unité de temps, quelque forme qu'elle puisse affecter, énergie mécanique, calorifique, électrique; c'est à tort qu'on les considérerait comme appartenant en propre à la science électrique. Il est d'ailleurs d'autant plus rationnel de les substituer aux kilogrammètres et aux chevaux, que, dans nombre d'applications, l'énergie électrique se transforme en énergie mécanique, ou inversement, et qu'il est plus aisé de suivre et d'évaluer avec la même unité une même énergie sous toutes ses formes. Ainsi, quand un moteur conduit une dynamo, n'est-il pas plus commode d'évaluer avec la même unité l'énergie fournie par le moteur et celle restituée par la réceptrice, et de voir immédiatement que, la puissance indiquée du moteur étant de 500 kilowatts, par exemple, et celle disponible aux bornes de la dynamo de 400 kilowatts, le rendement de l'ensemble est de 0,80, au lieu d'avoir à convertir l'une ou l'autre des unités?

Aujourd'hui, d'ailleurs, il y a souvent accouplement de deux dynamos, l'une fonctionnant comme appareil électrique, l'autre comme appareil mécanique, et il serait peu rationnel d'évaluer en kilowatts la puissance électrique fournie par la génératrice, et en chevaux-vapeur la puissance mécanique que donne la réceptrice.

Enfin, il nous paraît indispensable, ne fût-ce que pour simplifier le langage technique, d'adopter une unité pratique de pression ou traction rapportée à l'unité de surface. L'unité C. G. S. serait la dyne-centimètre carré.

Pour nous conformer aux précédents et consacrer le nom du grand physicien, dont les expériences sur les tensions des vapeurs sont la base de tant de calculs, nous proposerons de donner à l'unité pratique le nom de *Regnault*.

Afin d'établir la correspondance de cette unité et de celle de travail, nous la définirons de la manière suivante :

« Le *kilo-regnault* est la charge par unité de surface, qui, appliquée à 1 mètre carré et le déplaçant de 1 mètre, fournit un travail de 1 kilo-joule. »

Il en résulte que le *kilo regnault* est une charge de $101^{kg},937$ par mètre carré. Le *regnault* sera donc égal à $1^{kg},019 \times 10^{-4}$ par mètre carré, ou $1^{kg},019 \times 10^{-8}$ par centimètre carré; et, comme la dyne est égale

à $1^{kg},019 \times 10^{-6}$, le *regnault* est une charge de 10 dynes par centimètre carré.

On objectera peut-être que l'adoption de cette unité conduit, dans les applications usuelles, à des nombres élevés; cette objection n'est qu'apparente, car il est plus simple d'exprimer une même pression par 1006 *kilo-regnaults*, que de dire qu'elle est de $10^{kg},25$ par centimètre carré. Il suffira de ne pas subdiviser le *kilo-regnault*, tandis qu'on subdivise ordinairement le kilogramme. De même, il est plus commode de dire que la charge de rupture d'un acier est de 739 *méga-regnaults*, que de dire qu'elle est de $75^{kg},35$ par millimètre carré.

On remarquera que le *regnault* joue, dans l'ordre mécanique, le même rôle que le volt dans l'ordre électrique; il mesure la tension ou différence de potentiel de la vapeur, dont le produit par le débit dans l'unité de temps mesure la puissance, de même que, dans un appareil électrique, le produit de la force électromotrice (évaluée en volts) par la quantité fournie dans l'unité de temps $\left(\frac{\text{coulombs}}{t}, \text{ ou ampères}\right)$ mesure l'énergie par seconde (watts).

Les Tableaux de conversion annexés à cette Note permettent de passer facilement d'un nombre d'unités d'un système au nombre correspondant de l'autre.

En résumé, nous proposons qu'une entente internationale intervienne pour l'adoption d'unités pratiques, dérivées du système C. G. S., pour le travail, la puissance et la pression ou traction par unité de surface. Il appartient aux grands corps scientifiques et techniques d'examiner de quelle manière cette adoption est réalisable, et le but de cette Note serait pleinement atteint, si elle était le point de départ d'un perfectionnement de notre terminologie technique.

Table de conversion des travaux.

Kilojoules.	Kilogrammètres.	Kilogrammètres.	Kilojoules.
1.....	101,937	1.....	0,00981
2.....	203,873	2.....	0,01962
3.....	305,810	3.....	0,02943
4.....	407,747	4.....	0,03924
5.....	509,684	5.....	0,04905
6.....	611,621	6.....	0,05886
7.....	713,558	7.....	0,06867
8.....	815,494	8.....	0,07848
9.....	917,431	9.....	0,08829

Table de conversion des puissances.

Kilowatts.	Chevaux-vapeur.	Chev. vap.	Kilowatts.	Kilowatts.	Horse-power.	Horse-power.	Kilowatts.
1...	1,359157	1...	0,73575	1...	1,340588	1...	0,745942
2...	2,718315	2...	1,47150	2...	2,681175	2...	1,491883
3...	4,077472	3...	2,20725	3...	4,021763	3...	2,237825
4...	5,436629	4...	2,94300	4...	5,362350	4...	2,983766
5...	6,795787	5...	3,67875	5...	6,702938	5...	3,729708
6...	8,154944	6...	4,41450	6...	8,043525	6...	4,475649
7...	9,514101	7...	5,15025	7...	9,384113	7...	5,221591
8...	10,873259	8...	5,88600	8...	10,724701	8...	5,967533
9...	12,232416	9...	6,62175	9...	12,065288	9...	6,713474

Table de conversion des pressions par unité de surface.

Kg par cmq.	Kilo-regnaults.	Kilo-regn.	Kg par cmq.	Kg par mmq.	Méga-regnaults.	Méga-regn.	Kg par mmq.
1...	98,1	1...	0,01019368	1...	9,81	1...	0,1019368
2...	196,2	2...	0,02038736	2...	19,62	2...	0,2038736
3...	294,3	3...	0,03058104	3...	29,43	3...	0,3058104
4...	392,4	4...	0,04077472	4...	39,24	4...	0,4077472
5...	490,5	5...	0,05096840	5...	49,05	5...	0,5096840
6...	588,6	6...	0,06116208	6...	58,86	6...	0,6116208
7...	686,7	7...	0,07135576	7...	68,67	7...	8,7135576
8...	784,8	8...	0,08154944	8...	78,48	8...	0,8154944
9...	882,9	9...	0,09174312	9...	88,29	9...	0,9174312

Pound : inch².	Kiloregnault.	Kilo-regn.	Pound : inch².	Ton : foot².	Kiloregnault.	Kilo-regn.	Ton : foot².
1...	6,897367	1...	0,14498	1...	107,292413	1...	0,009320
2...	13,794734	2...	0,28997	2...	214,584827	2...	0,018640
3...	20,692101	3...	0,43495	3...	321,877240	3...	0,027961
4...	27,589467	4...	0,57993	4...	429,169654	4...	0,037281
5...	34,486834	5...	0,72491	5...	536,462067	5...	0,046602
6...	41,384201	6...	0,86990	6...	643,754480	6...	0,055922
7...	48,281568	7...	1,01488	7...	751,046894	7...	0,065242
8...	55,178935	8...	1,15986	8...	858,339307	8...	0,074563
9...	62,076302	9...	1,30485	9...	965,631721	9...	0,083883

Puissance indiquée d'un cylindre de machine à vapeur.

$$\text{En chevaux-vapeur } F = \frac{D^2CNP}{0,2864}, \quad \text{en kilowatts } \Phi = \frac{D^2CNR}{38,1977}.$$

D diamètre du cylindre en mètres.
C course du piston id.
N nombre de tours par minute.
P pression en kilogrammes par centimètre carré.
R Pression en regnaults.

UNIFICATION[1] DES RÉSULTATS DES CALCULS

DE NAVIRES,

PAR M. BILES,

Professeur d'Architecture Navale à l'Université de Glascow.

Le but de ce Mémoire est d'appeler l'attention des ingénieurs des constructions navales sur l'intérêt qu'il y aurait à établir les résultats des calculs de chaque ingénieur, sous une forme qui les rende directement comparables les uns aux autres. Actuellement quelques-uns jouissent de cette propriété, tels que le coefficient de finesse, les coefficients d'utilisation $\left(\frac{\Delta^{\frac{2}{3}} S^3}{\text{I. H. P.}}\right)$; mais beaucoup ne la possèdent pas. Par exemple, les courbes de stabilité sont généralement établies à des échelles arbitraires, de sorte qu'il n'y a pas de relation apparente entre le bras de levier de redressement et la grandeur du navire. Les calculs de moments fléchissants sont également sans rapports les uns avec les autres. Le travail exécuté pour un navire est de peu d'utilité pour un autre. Ce Mémoire est écrit en vue d'attirer l'attention des ingénieurs des constructions navales sur ce sujet, et aussi d'indiquer des méthodes pour unifier les résultats de certains calculs, de manière qu'elles puissent être discutées ici, et ensuite mises à l'épreuve de la pratique, soit sous leur forme présente, soit sous toute autre que pourra suggérer le jugement des membres du Congrès.

Prenons d'abord le calcul de déplacement. Un type est représenté dans le tableau, imaginé, il y a bien des années, par l'auteur, pour obtenir d'après les règles de Simpson le déplacement à différents tirants d'eau. Ce type est donné pour fournir une méthode applicable à la question générale qui nous occupe, et en présenter un exemple. Le Tableau permet au calculateur d'obtenir le déplacement, la position horizontale et verticale du centre de carène, les surfaces des lignes d'eau et des couples pour une série de tirants

[1] *Note du Traducteur.* — L'auteur emploie le mot *standartising* auquel nous ne connaissons pas d'équivalent exact en français.

d'eau. Si ces résultats sont portés sur des ordonnées, les abscisses étant les tirants d'eau, nous avons, pour la forme particulière dont nous nous occupons, la courbe de déplacement, le lieu vertical et horizontal du centre de carène, les surfaces des lignes d'eau et des couples. Une série de résultats de ce genre est indiquée par la *fig.* 1 (*Pl. IV*).

On a l'habitude de représenter ces résultats à une échelle arbitraire, telle que 1 pouce pour 1000 tonnes de déplacement, et $\frac{1}{2}$ pouce par pied pour les cordonnées du centre de carène. Ces courbes ne disent rien à l'œil, sauf la variation du résultat rapportée au tirant d'eau. Pour tout usage qu'on en veut faire, il faut mesurer le nombre de pouces des ordonnées, et multiplier ce nombre de pouces par l'échelle employée. Cela fait, nous connaissons la valeur de l'ordonnée dont nous nous sommes occupés, et ce qu'elle est relativement au faisceau de lignes dans lequel elle a été choisie. Son utilité s'arrête à ce point. Si nous avons des résultats similaires pour d'autres faisceaux de lignes, leur utilité est limitée de la même manière. Chaque série de résultats reste isolée, quand elle est tracée avec les échelles usuelles.

Supposons maintenant que nous adoptions une méthode de représentation des résultats qui supprime cet isolement, et rende chaque navire directement comparable sous tous les rapports avec tous les autres navires. Nous pourrons alors comparer tous nos navires ensemble, et si les autres ingénieurs le veulent bien, avec tous les leurs.

Les résultats que nous avons discutés dépendent de la forme et des dimensions. Le système que nous allons considérer ne fait entrer en ligne de compte que la forme; les dimensions sont reléguées dans le domaine de l'*application pratique*.

Supposons un navire dont les dimensions sont :

L longueur, B largeur, d tirant d'eau en charge.

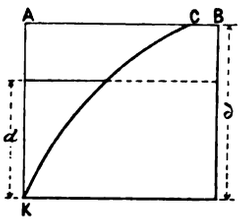
Le produit $\frac{LBd}{35}$ nous donnera le nombre de tonnes d'eau salée que déplace le parallélépipède circonscrit, appelé plus généralement le *block*. Supposons que pour tous les navires, quelles que soient leurs formes ou leurs dimensions, le déplacement de ce block soit représenté par une longueur fixe, par exemple 10 pouces (ou, dans les pays assez bénis du ciel pour avoir le système métrique, $\frac{1}{4}$ de mètre $= 9,84$ pouces). Quel que soit le déplacement à tout tirant d'eau, pour n'importe quelle forme, il aura une relation définie avec le volume du *block* circonscrit, et cette relation ne sera pas altérée, quelles que soient les variations individuelles de L, B et d, pourvu que nous fassions subir aux dimensions correspondant à L, B et d des variations égales à celles qui subissent les grandeurs elles-mêmes.

En d'autres mots, une des qualités qui restent invariables pour toutes les variations de L, B, d, n'affectant pas les caractéristiques de forme, est le coefficient du *block*. Un *block* a un coefficient égal à l'unité, et nous le prenons pour notre unité de valeur pour le déplacement. Volontairement ou non

nous retrouvons toujours cette valeur comme mesure de la finesse; pourquoi ne pas commencer par nous en servir?

Si nous convenons de poser $10^{P} = \frac{LBd}{35}$, et qu'en même temps, nous convenions que l'unité représente le volume du *block*, nous aurons

10^{P} c'est-à-dire AB = 1 × coefficient du block et $1^{P} = 0,1 \times$ coefficient du block.



Mais $10^{P} = \frac{LBd}{35}$ tonnes et $1^{P} = \frac{LBd}{350}$ tonnes. Si nous représentons par AC le déplacement réel en charge du navire, nous le mesurerons avec une échelle de $1^{P} = \frac{LBd}{350}$ tonnes (soit AB), et le rapport du nombre de pouces représentant le déplacement à 10 pouces sera le coefficient du block de la série de lignes envisagée.

Supposons que nous posions $d = AK = 10^{P}$. Le tirant d'eau aux points intermédiaires sera mesuré à une échelle de $1^{P} = \frac{d}{10}$. Si les valeurs du déplacement pour tout autre tirant d'eau d sont exprimées à l'échelle $1^{P} = \frac{LBd}{350}$ aux tirants d'eau correspondants, qui sont mesurés à l'échelle $1^{P} = \frac{d}{10}$, nous obtiendrons une courbe KC, qui montrera la variation du déplacement en fonction du tirant d'eau, mais qui montrera également le déplacement à tout tirant d'eau pour tout navire de forme semblable, de dimensions connues, à une échelle dont la valeur absolue peut être déterminée en substituant les valeurs particulières de L, B et d dans l'équation $1^{P} = \frac{LBd}{350}$ tonnes. En représentant de cette manière les résultats des calculs du navire, nous faisons cesser l'isolement dans lequel il se trouvait, et nous en rendons les résultats immédiatement applicables à un nombre indéfini de cas différents.

La seule qualité qui se conserve constante est le caractère de la forme.

Si nous cherchons les résultats pour une autre forme de carène et que nous les représentions de la même manière, la différence des résultats, provenant de la différence des formes, sautera aux yeux.

Toute question de différence de dimension est absolument éliminée, et nous n'avons qu'une comparaison des résultats de forme.

De cette manière, les résultats ont été unifiés (*standartised*). Je ne connais ni ne saurais trouver de mot mieux approprié.

Ce n'est que comme exemple du principe de l'unification que nous avons choisi le déplacement. Nous avons pris 10^P comme unité de longueur par raison de commodité. Une unité commune devrait être choisie par tous ceux qui emploieraient ce système, non seulement afin de permettre la comparaison directe par superposition des tracés, mais encore parce que l'œil peut juger immédiatement des qualités, si l'échelle absolue est toujours la même.

La *fig.* 2 (*Pl. V*) représente un nombre considérable de formes de courbes de déplacement qui ont été unifiées. La dimension et les types des navires correspondants sont donnés. On verra que la comparaison des formes caractéristiques, en ce qui concerne le déplacement, embrasse une échelle très étendue de types.

On peut représenter de la même manière les résultats de calcul des surfaces des lignes d'eau, des surfaces des couples, des coordonnées du centre de carène, hauteurs du métacentre au-dessus du centre de carène. Les résultats sont représentés *fig.* 3 à 7 (*Pl. V* et *VI*). Les échelles respectives des différents tracés sont les suivantes [1] :

Surfaces des lignes d'eau..... $\begin{cases} 10^P = LB \text{ (pieds carrés)}, \\ 1^P = \frac{LB}{10} \text{ (pieds carrés)}. \end{cases}$

Surfaces des couples..... $\begin{cases} 10^P = Bd \text{ (pieds carrés)}, \\ 1^P = \frac{Bd}{10} \text{ (pieds carrés)}. \end{cases}$

Abscisses du centre de carène..... $\begin{cases} 100^P = L \text{ (pieds)}, \\ 1^P = \frac{L}{100} \text{ (pieds)}. \end{cases}$

Ordonnées du centre de carène..... $\begin{cases} 10^P = d \text{ (pieds)}, \\ 1^P = \frac{d}{10} \text{ (pieds)}. \end{cases}$

Hauteur métacentrique [2] ..... $\begin{cases} 10^P = \frac{B^2}{12d} \text{ (pieds)}, \\ 1^P = \frac{B^2}{120d} \text{ (pieds)}. \end{cases}$

Si nous traçons les courbes des hauteurs métacentriques en fonction des tirants d'eau $\left[\text{échelle des tirants d'eau } 1^P = \frac{d}{10} \text{ (pieds)}\right]$ nous aurons unifié les courbes métacentriques, qui sont représentées *fig.* 8. Des courbes métacentriques longitudinales pourraient être établies de la même manière.

---

(1) Les figures ont été réduites aux $\frac{2}{3}$ de leurs dimensions originales.

(2) La hauteur métacentrique du *block* est $\frac{I}{V} = \frac{LB^3}{12LBd} = \frac{B^2}{12d}$, que nous prenons égale à 10^P.

Les résultats ne sont peut-être pas aussi avantageux que ceux que donnent les positions réelles du métacentre dans le navire, le point le plus intéressant étant sa position relativement au centre de gravité.

Pour obtenir ce résultat il est nécessaire, comme on le fait d'ordinaire, de tracer la courbe métacentrique en deux opérations, en portant d'abord la hauteur du centre de carène, puis la hauteur du métacentre au-dessus du centre de carène au-dessus. Si ces deux courbes sont tracées aux échelles indiquées ci-dessus, savoir $1^{P} = \frac{d}{10}$ (pieds) et $1^{P} = \frac{B^2}{120d}$ (pieds), la courbe résultante sortira, surtout pour les parties correspondant aux faibles tirants d'eau, du diagramme de 10^{P}. Il sera probablement préférable de les tracer à une échelle plus faible, soit moitié, et les résultats seront obtenus à une échelle de

$$1^{P} = \frac{d}{5} + \frac{B^2}{60d} \text{ (pieds)} = \frac{12d^2 + B^2}{60d} \text{ (pieds)}.$$

Des résultats de ce genre sont donnés *fig.* 7 (*Pl. VI*).

Les courbes résultantes montrent la position du métacentre pour chaque forme, rapportée au tirant d'eau.

Il est intéressant de noter que beaucoup de ces résultats peuvent être obtenus directement comme courbes de rapports. Des courbes de coefficients de finesse de déplacement, de section transversales et de lignes d'eau, rapportés au tirant d'eau, sont représentées *fig.* 9 à 12 (*Pl. V* et *VII*).

Les courbes de stabilité peuvent être traitées de la même manière. Supposons que nous ayons une courbe des centres d'une carène inclinée à un angle θ, depuis le déplacement en charge jusqu'à un déplacement nul.

H (*fig.* 13, *Pl. VII*), centre du volume, sera l'une des extrémités de la courbe, et T, point de contact de la tangente à la coupe au maître faisant un angle θ, sera l'autre. Supposons que D soit la hauteur du pont supérieur et B la largeur extrême au milieu. Prenons pour les coordonnées d'un point, b x et y. Si nous modifions les dimensions de manière que B et D deviennent B_1 et D_1, nous pouvons trouver immédiatement les coordonnées des points B correspondant à b dans la forme nouvelle. x_1, y_1 étant ces coordonnées, nous aurons

$$x_1 = \frac{B_1}{B} x, \qquad y_1 = \frac{D_1}{D} y.$$

Mais x_1, y_1 seront les coordonnées d'un point de la courbe de la nouvelle forme correspondant à un angle θ_1 [1], tel que

$$\operatorname{tang} \theta_1 = \frac{D_1 B}{D B_1} \times \operatorname{tang} \theta.$$

---

[1] θ_1 peut être appelé l'angle correspondant à θ.

Supposons que KE est la ligne passant par la quille et faisant l'angle θ dans la forme initiale, et EF la tangente verticale coupant la base horizontale en F. Dans la forme nouvelle E de-

Si, pour cette forme, dans laquelle la largeur et la profondeur sont chacune égales à 10^p, nous traçons une série de valeurs de x_1 et de y_1 correspondant à une série de valeurs de x et de y, telles que

$$x_1 = \frac{10}{B} x \text{ (pouces)}, \qquad y_1 = \frac{10}{D} y \text{ (pouces)},$$

x, y, B et D étant mesurés avec la même unité, nous aurons une courbe à un angle θ_1 $\left(\operatorname{tang}\theta_1 = \frac{B}{D}\operatorname{tang}\theta\right)$, qui montre la caractéristique de la forme, en ce qui concerne la position du centre de carène sur une courbe de stabilité.

Si les courbes pour toutes les formes sont tracées à cette échelle, nous avons un moyen de comparer directement l'influence des formes sur le centre de carène.

Il est clair que le procédé inverse nous donnera une courbe de stabilité pour un navire, les valeurs de B et D étant choisies arbitrairement, de sorte que si nous avons une courbe pour des dimensions déterminées, nous pourrons obtenir la courbe de l'*angle correspondant* pour d'autres dimensions. Quelques résultats sont donnés *fig.* 14 (*Pl. VIII*).

Il est évident que nous pouvons tracer les lignes du navire, c'est-à-dire la forme elle-même, d'une manière analogue. Les ordonnées transversales et verticales peuvent être tracées aux échelles :

$$10^p = B \text{ (pieds)} \qquad \text{ou} \qquad 1^p = \frac{B}{10} \text{ (pieds)}.$$

$$10^p = d \text{ (pieds)} \qquad \text{ou} \qquad 1^p = \frac{d}{10} \text{ (pieds)}.$$

Les ordonnées longitudinales sont tracées à l'échelle

$$100^p = L \text{ (pieds)}, \qquad 1^p = \frac{L}{100} \text{ (pieds)}.$$

Toutes les formes deviennent comparables de cette manière.

D'autres méthodes de comparaison des lignes, ayant d'autres avantages que celle-ci, sont données. Par exemple, dans la *fig.* 15 (*Pl. IX*), la longueur a pour échelle $1^p = \frac{L}{40}$ (pieds), et les sections transversales ont pour échelle $5^p = Bd$

---

vient E_1, F devient F_1, de sorte que

$$\overline{EF_1} = \frac{D_1}{D} \times \overline{EF},$$

$$\overline{EF} = \frac{B}{2} \operatorname{tang}\theta,$$

$$\overline{EF_1} = \frac{B_1}{2} \operatorname{tang}\theta_1,$$

$$\operatorname{tang}\theta_1 = \frac{D_1}{D} \times \frac{B}{B_1} \operatorname{tang}\theta$$

Si l'on suppose B et D égaux chacun à 1 : $\operatorname{tang}\theta_1 = \frac{B_1}{D_1} \operatorname{tang}\theta$

(pieds carrés) ou $1^p = \frac{Bd}{5}$ (pieds carrés). Ces courbes montrent la distribution longitudinale du déplacement.

On peut alléguer que cette méthode ne mesure pas la finesse aussi bien que celle qu'indique la *fig.* 16 (*Pl. IX*), dans laquelle la longueur est prise à l'échelle $1^p = \frac{L}{40}$ (pieds), et les ordonnées sont les rapports des sections transversales au tirant d'eau, pris à la même échelle que les longueurs. Ces ordonnées sont en réalité les profondeurs moyennes des sections, et comme le tirant d'eau est supposé constant pour chaque ligne, c'est en réalité une courbe des surfaces des couples semblable à celle de la *fig.* 15 (*Pl. IX*), mais à une autre échelle, et comparable directement à l'œil avec la longueur. Les angles extrêmes des lignes mesurent mieux la finesse que ceux de la *fig.* 15 (*Pl. IX*).

Pour l'unification des résultats des calculs de résistance, on propose la méthode suivante. L'auteur a déjà appelé l'attention sur ce point dans un Mémoire sur *La résistance des grands navires,* lu en 1893 devant l'*Institution of Engineers and Shipbuilders of Scotland.*

Si l'on prend pour la longueur du navire dans tous les cas 20 pouces, l'échelle longitudinale sera $1^p = \frac{L}{20}$ (pieds), où L est la longueur du navire en pieds. La distribution longitudinale du déplacement est représentée par une courbe, dont l'ordonnée moyenne est prise uniformément égale à 3 pouces, de sorte que la surface de la courbe des poussées est $3 \times 20 = 60$ pouces carrés. Cette surface représente le déplacement total; par suite 60 pouces carrés $= \Delta$ (déplacement en tonnes) et $1^{pq} = \frac{\Delta}{60}$ (tonnes). L'ordonnée moyenne de cette courbe est $\frac{\Delta}{L}$, et comme on a tracé la courbe de telle manière qu'elle soit égale à 3 pouces

$$3^p = \frac{\Delta}{L} \text{ (tonnes) par pied de longueur,}$$

ou

$$1^p = \frac{\Delta}{3L} \text{ (tonnes) par pied de longueur.}$$

Toutes les ordonnées des courbes de poids et de poussées devraient être tracées à cette échelle, et la courbe des différences, ou courbes des charges, en serait déduite, en se rappelant que chaque pouce carré représente $\frac{\Delta}{60}$ tonnes. La surface de la courbe des charges, prise de point en point, donne la courbe des efforts tranchants, et, pour raison de commodité, le nombre de pouces carrés de la courbe des charges est pris à une échelle telle que 2 pouces carrés de la courbe des charges = 1 pouce linéaire de la courbe des efforts tranchants.

Mais comme 1 pouce carré de la courbe des charges est, comme on l'a vu plus haut, égal à $\frac{\Delta}{60}$ (tonnes), il en résulte que 2 pouces carrés $= \frac{\Delta}{30}$ tonnes.

Par suite, l'échelle de la courbe des efforts tranchants est : $1^{p} = \frac{\Delta}{30}$ (tonnes).

La courbe des moments fléchissants est obtenue par intégration de la courbe des efforts tranchants. L'échelle choisie dans ce cas est telle que 3^{pq} de la courbe d'effort tranchant $= 1$ pouce linéaire de la courbe du moment fléchissant. Mais un pouce carré de la courbe des efforts tranchants est égal à $\frac{\Delta}{30} \times \frac{L}{20} = \frac{\Delta L}{600}$ (pieds-tonnes). Donc 3 pouces carrés $= \frac{\Delta L}{200}$ (pieds-tonnes); c'est-à-dire que l'échelle des moments fléchissants est 1 pouce $= \frac{\Delta L}{200}$.

Pour résumer ces résultats :

1 pouce de longueur $= \frac{L}{20}$ (pieds).

1 pouce de poids ou de poussée $= \frac{\Delta}{3L}$ (tonnes par pied).

1 pouce d'effort tranchant $= \frac{\Delta}{30}$ (tonnes).

1 pouce de moment fléchissant $= \frac{\Delta L}{200}$ (pieds-tonnes).

Les échelles ci-dessus ont été choisies d'une manière tout à fait arbitraire, mais la raison qui a fait adopter ces chiffres est que le diagramme entre dans tous les cas dans des feuilles spécialement préparées, d'un format de $22^{p} \times 20^{p}$ et divisées décimalement.

L'avantage de la méthode indiquée ci-dessus réside dans ce fait que, quelle que soit la grandeur du navire, un simple coup d'œil donne l'intensité du moment fléchissant.

La formule usuelle du moment fléchissant est de la forme $F = \frac{\Delta \times L}{\text{mom. fléch.}}$, où F est un coefficient. A l'échelle ci-dessus indiquée pour la courbe, $1^{p} = \frac{\Delta L}{200}$. Donc $F = \frac{200}{\text{nombre de pouces de la courbe}}$. On peut donc, par cette méthode, parler d'un moment fléchissant de 6 ou 7 pouces comme représentant la valeur de ce coefficient.

Les figures suivantes sont jointes en vue de rendre plus clair ce qui précède :

Fig. 17 (*Pl. X*). Vapeur à roues de rivière à faible tirant d'eau.
Fig. 18 (*Pl. X*). Vapeur à marchandises.
Fig. 19 (*Pl. XI*). Paquebot transatlantique.
Fig. 20 (*Pl. XI*). Grand croiseur cuirassé.

LES CUIRASSÉS-CROISEURS, LES DESTROYERS-ESTAFETTES ET LES TORPILLEURS SOUS-MARINS.

LES TROIS FUSIONS FUTURES,

PAR M. LE COLONEL VITTORIO-E. CUNIBERTI,
Ingénieur en chef du Génie Naval italien.

La lutte entre les cuirassés et les croiseurs devient chaque jour plus importante, et mérite toute l'attention des architectes navals. Mais l'exposition des caractéristiques qui séparent les uns des autres et l'analyse du changement qui en ces dernières années est survenu dans ces diverses caractéristiques, en rapprochant beaucoup le type du cuirassé de celui du croiseur et *vice versa,* bien qu'elles constituent une étude très intéressante, entraîneraient un tel développement de ce Mémoire, qu'il dépasserait le temps qui peut lui être alloué dans ce grand Congrès. Et même, cette exposition de l'évolution commencée n'aurait peut-être aucune nouveauté pour les honorables membres du Congrès, qui en connaissent parfaitement tous les détails.

Nous chercherons plutôt à exposer très brièvement les difficultés qui s'opposent à la fusion complète des deux types en un seul *navire de bataille à grande vitesse*, mais *bien armé* et particulièrement *bien protégé,* pour une action navale prolongée quelconque.

Dans une étude sur ces nouveaux types de cuirassés à grande vitesse, parue dans la *Rivista marittima* de décembre dernier (1), nous avons déjà cherché à introduire un système d'analyse, relatif à chaque tonne (1000^{kg}) de déplacement, et à son emploi partiel, exprimé en kilogrammes, pour l'offensive, la défensive et la vitesse. On représentai ainsi en chiffres simples l'utilisation de ces 1000^{kg} et leur rendement, plus ou moins rapproché du maximum de rendement du navire.

Il est résulté de cette étude que, évidemment, presque tous les croiseurs

(1) *Voir* la *Revue maritime* de juillet 1900.

cuirassés offrent un rendement *minimum* en artillerie et cuirasse, et un *maximum* en rayon d'action à grande et petite vitesse.

Il est certain que, si l'on prenait, de ces 1000^{kg} de croiseur, quelques kilogrammes de charbon et de machine, et si on les transformait en augmentation d'artillerie et de cuirasse, on pourrait avoir un cuirassé avec un peu plus de vitesse que les 17 à 18 nœuds ordinaires, ou un croiseur avec quelques canons de 305^{mm}, ou avec une cuirasse plus forte que la cuirasse ordinaire de 15^{cm}, adoptée généralement aujourd'hui pour ces types. Pourtant si la fusion des deux types paraît ainsi très facile pour produire des *cuirassés-croiseurs*, il faut observer néanmoins que, avec les grands déplacements de 14000 à 15000 tonnes des derniers croiseurs, il est possible d'avoir beaucoup de charbon, et une utilisation en vitesse meilleure que sur les navires plus petits. Mais, lorsqu'une portion de ce poids est employée en artillerie et cuirasse, la perte de vitesse n'est pas grande; le gain en artillerie est très sensible, par exemple avec 500 tonnes de plus dans cette partie de l'exposant de charge; enfin, le problème devient très ardu du côté défensif, puisqu'une protection de 15^{cm} sur le croiseur est bien différente de celle de 20^{cm} ou 30^{cm} sur le cuirassé, pour des coques aussi grandes que celles de 15000 tonnes.

D'un autre côté il n'est pas absolument indispensable d'avoir un si énorme déplacement pour porter les canons de 305^{mm} qui caractérisent les derniers cuirassés de toutes les marines.

Le poids de cette artillerie (40 à 50 tonnes sur 15000) est bien petit auprès du rendement en offensive qu'ils peuvent fournir, tandis que le poids nécessaire pour les défendre et pour bien protéger une énorme surface, de 150^{m} de long, est bien supérieur au rendement défensif des 5^{cm} ou 10^{cm} de cuirasse à porter en plus.

C'est cette difficulté dont les ingénieurs cherchent la solution, que tous les marins et les financiers ont indiquée, depuis longtemps, avec la formule : *grandes vitesses et déplacements modérés*. Il n'est pas question seulement d'être un pays plus ou moins riche, la question est de faire construire avec un certain nombre de millions, fixé auparavant, par exemple 6 navires au lieu de 4 chez l'un, ou 30 navires au lieu de 15 chez l'autre, en gagnant un peu sur cette vitesse de 18 nœuds, qui, selon les marins, est vraiment trop modérée pour notre époque.

Dans une guerre il faut avoir le plus grand nombre possible de navires, avec la même artillerie et la même protection que l'adversaire, et, s'il est possible, un peu plus de vitesse que ses plus grands cuirassés.

En étudiant de près les énormes navires que l'Italie a construits la première, lorsque le problème naval se présentait sous une forme bien différente, nous avons pensé que, les éléments du problème étant changés, la solution pratique la meilleure devait évidemment changer aussi. Le poids du gros canon de 100 tonnes du *Duilio* (calibre 450^{mm}) est réduit à 50 tonnes sur le *Regina*

Margherita (calibre 305^{mm}) et la cuirasse de 55^{cm} d'acier ordinaire du premier est réduite à 15^{cm} et 25^{cm} sur le dernier, avec une économie de plus de moitié du poids assigné à la défensive, puisque les nouvelles plaques de Terni ont le même poids unitaire que l'ancien acier du *Duilio*.

Mais si, après l'offensive et la défensive, nous observons les changements intervenus dans le poids des machines et dans la consommation du charbon, nous devons admettre que si les *desiderata* sont augmentés en *dinamodi* (tonneaux-mètres) d'artillerie, en résistance à la perforation de la cuirasse, et en vitesse et rayon d'action du navire, on peut pourtant trouver aujourd'hui des solutions du problème bien plus favorables qu'alors, dans des *déplacements élevés, mais pas excessifs*, grâce aux machines et chaudières plus légères et économiques que celles du *Duilio*, et en utilisant aussi, mieux qu'alors, les essais avec modèles, pour trouver des formes de carènes adaptées au type spécial à construire.

C'est comme disciple de notre grand maître B. Brin, que nous avons appris toute l'importance de l'évolution commencée par lui, en lançant la marine italienne dans les colosses; en les élevant ensuite jusqu'à 16000 tonnes pour fournir la vitesse nécessaire avec des machines si lourdes; et après l'introduction de la triple expansion, en réduisant à 14000 tonnes le déplacement du *Sardegna* avec augmentation de vitesse; et enfin en laissant comme testament technique un projet de 12000 tonnes avec armement de 203 et 305 (sans aucun de ces canons de 152^{mm} incapables de percer les cuirasses Krupp de 150^{mm}) et une vitesse supérieure à celle du *Sardegna* et du *Regina Margherita*, modifié après sa mort.

Ainsi, en cherchant le futur cuirassé à grande vitesse dans l'échelle de ces déplacements, nous trouvons au-dessous de 12000 tonnes la meilleure solution, tant pour l'étendue de la cuirasse, que pour la moindre résistance de la carène. Et en allant du bas en haut, nous avons les croiseurs cuirassés de 6000 à 7000 tonnes, qui n'offrent pas la possibilité d'augmenter le poids d'artillerie, pour porter le véritable armement de combat; puisque, selon nous, le canon de 15^{cm} sera bientôt remplacé par le 19^{cm} ou 20^{cm}. Et si l'on veut avoir aussi quelques canons de 305^{mm}, indispensables pour les coups de grâce, sans craindre de trop près une torpille, il faut élever de presque 2000 tonnes ces déplacements.

Ainsi, en diminuant les uns trop gros et en élevant les autres trop petits, nous croyons qu'on peut se rencontrer dans les alentours de 9000 tonnes et avoir : un bon cuirassé-croiseur avec 10 ou 12 pièces de combat à distance, du calibre 203^{mm}, bien protégées et isolées en tourelles; un ou deux canons de 305^{mm} pour l'action résolutive, remplaçant l'éperon, et une ceinture de 20^{cm} d'acier spécial de *Terni*, bien distribuée, de manière à garantir le navire dans une lutte prolongée avec un adversaire cuirassé quelconque.

Pour les conditions spéciales de la défense des villes maritimes italiennes et de nos côtes si étendues, la vitesse devrait être comprise entre 22 et

l'autre, bien plus grands que pour les cuirassés et les croiseurs, ou pour les destroyers et les explorateurs.

Peut-être la fusion se fera aux dépens du sous-marin, qui disparaîtra même comme type à petit rayon d'action pour la défense des ports, puisque l'adversaire, connaissant les conditions de ces petits bateaux, réglera son blocus à la distance convenable.

Et nous n'aurons plus que le vrai torpilleur à larges formes émergées, qui pourra s'immerger pour de courts parcours en réduisant beaucoup sa vitesse.

L'immobilité, après l'immersion, ne serait pas suffisante, même pour la seule défensive; mais une mobilité même faible est toujours d'un effet moral, sinon matériel, extraordinaire, pourvu qu'à l'arrivée, le bateau ne soit pas aperçu à distance.

Pour l'invisibilité, nos torpilleurs ont déjà l'avantage de ne faire absolument pas de fumée, avec le système à combustion close avec résidus de petrole, que nous avons proposé, et qui est en service normal depuis 1892.

Dans une étude à ce propos, publiée par la *Revue maritime* de mai 1894 (1), nous avons discuté l'utilité de la suppression de la fumée dans ces petits navires, qui fondent leur efficacité sur l'invisibilité, jusqu'à ce que leur plus grande vitessse leur permette de gagner sur la vitesse du cuirassé, dans un temps le plus petit possible, sous le feu des mitrailleuses.

Il y a avantage évidemment à ne pas avoir de charbon à éteindre pour passer rapidement de la navigation sur l'eau à vapeur, à celle sous l'eau avec accumulateurs électriques (2), et les torpilleurs à pétrole peuvent, en un instant, fermer le robinet du pétrole et le couvercle de la cheminée, et continuer pour longtemps la navigation avec la chaleur accumulée. Si cette durée était suffisante pour une attaque, on pourrait simplifier la solution du problème en supprimant le double moteur, avec tous ses inconvénients d'encombrement, de poids et de changement d'hélice ou de nombre de tours.

Mais la solution finale est réalisable avec notre fourneau clos, à pression, avec résidu de pétrole et air comprimé. On pourra ainsi prolonger l'immersion, si c'est nécessaire, en faisant sortir les gaz brûlés, sous pression.

Certainement ce troisième problème : la fusion du torpilleur d'escadre et du sous-marin du port en un seul type, est un des plus intéressants pour les constructions navales militaires, et nous souhaitons à notre collègue, qui a construit en France le *Narval*, de réussir complètement à satisfaire l'élan patriotique de cette grande Nation.

---

(1) Traduit de la *Rivista Marittima*, aprile 1893.

(2) LAURENTI, *La Navigazione subaquea* (*Rivista Marittima*, giugno 1900).

LE NAVIRE DE COMBAT DE L'AVENIR,

PAR MM. F.-C. GOODALL, M. I. N. A., ET A.-C. HOLZAPFEL.

En présentant à cette assemblée importante une étude sur le navire de combat de l'avenir, nous tenons, en premier lieu, à déclarer que nous ne pouvons pas la traiter avec l'autorité d'experts compétents, en ce qui concerne l'artillerie et les plaques de blindage. Cependant, le grand accroissement des dimensions des navires de la marine marchande a prouvé que l'architecte naval, en augmentant la grandeur des navires, ne rencontre aucun obstacle sérieux à leur construction; et nous aimons à espérer qu'en soumettant ce sujet à cette assemblée, bien que sous forme d'une simple esquisse, et sans détails précis, nous pouvons compter sur son indulgence.

Depuis l'introduction du type actuel du navire de combat, lors de la construction en Italie, il y a plus de vingt-quatre et vingt-deux ans, du *Dandolo* et du *Duilio,* dont le déplacement est de 11000 tonnes environ, des changements importants se sont produits dans la fabrication et la résistance des plaques de blindage, aussi bien que dans la construction et la force de pénétration des gros canons. La rapidité de ce progrès se manifeste d'une manière frappante, par ce fait que les résultats des expériences détaillées pratiquées à Bethlehem, au sujet desquelles M. L.-E. Bertin présenta un Mémoire très intéressant à Londres en 1897, ont été déjà dépassés, grâce à des perfectionnements très importants dans les cuirasses et dans l'artillerie.

Des modifications sont également à enregistrer dans les dimensions et dans les dispositions des navires de combat depuis cette époque; mais en faisant un examen sérieux, on trouvera que celles-ci n'ont pas été, de beaucoup, aussi étendues que les changements et les améliorations dans les cuirasses et l'artillerie. Ainsi, par exemple, les cuirassés *Italia* et *Lepanto,* déplaçant à peu près 14000 tonnes, ont été construits, il y a dix-huit à vingt ans, à une époque où la cuirasse était immensément inférieure, en puissance protectrice, à la qualité que l'on produit à présent. Ces deux bâtiments, *Italia* et *Lepanto,* avaient des dimensions voisines de celles des navires de combat anglais de 15000 tonnes, dernièrement construits, mais leur distance franchissable est considérablement inférieure. Envisageant la question au point de

vue pratique, on peut dire que les dimensions des navires de combat n'ont subi aucune augmentation notable, depuis la construction de ces deux navires italiens. Les autres Gouvernements, dont les navires n'auraient pas à opérer aussi loin de leurs bases que ceux de la Grande-Bretagne, ont adopté une distance franchissable beaucoup moindre; et, par conséquent, les dimensions de la plupart de leurs navires de combat varient entre 10000 et 12000 tonneaux de déplacement. Ainsi, on ne peut pas dire qu'aucune augmentation importante dans la grandeur des cuirassés ait été réalisée pendant les dix-huit dernières années. D'un autre côté, la lutte entre la cuirasse et la grosse artillerie a continué pendant cette période avec un succès variable, tantôt en faveur de l'une, tantôt de l'autre. Les canons de marine de 100 et 120 tonnes ont été abandonnés comme peu pratiques, et les plus grosses pièces d'artillerie employées à présent, dans les navires de combat de l'Europe, sont du calibre de 30^{cm} (12 pouces), du type *wire wound* (frettés en fil d'acier), pesant 46 tonnes environ; et pourtant ce canon donne une vitesse initiale et une force de pénétration supérieures à celles de toute autre pièce d'artillerie précédemment construite. On considère même un canon de 30^{cm} comme presque trop grand, si bien que le Gouvernement allemand s'est limité, ou va prochainement se limiter, au canon de 24^{cm} (10 pouces), abandonnant ainsi la lutte entre le canon et la cuirasse; en effet, le canon de 30^{cm} (12 pouces), de la construction la plus moderne, ne suffit plus pour perforer les plaques de blindage du type le plus récent de l'usine Krupp. Les experts en artillerie navale sont plus disposés à augmenter le nombre des canons, d'un calibre plus petit, et à adopter, autant que faire se peut, des canons à tir rapide capables de lancer un grand nombre de projectiles, bien qu'ils ne parviennent pas à percer la cuirasse la plus épaisse des navires de combat les plus modernes. Le plus gros canon à tir rapide est d'un calibre de 20^{cm} (8 pouces), et approche, par conséquent, du calibre des canons préférés en Allemagne.

Les visées des experts en artillerie, en ce qui concerne la destruction d'un cuirassé, consistent principalement à lancer une grande quantité de projectiles, au moyen de canons à tir rapide, pour traverser les deux extrémités non protégées du navire et les parties les plus faibles de la cuirasse, et à attaquer, en outre, les parties plus fortes par des obus à la mélinite ou à la lyddite. Bien que ces derniers ne puissent percer la cuirasse, l'ébranlement causé par l'explosion produirait une telle dislocation de cette partie du navire, que les boulons d'attache des plaques de blindage seraient relâchés et tordus.

Ici se présente la question de savoir si la construction des cuirassés est somme toute judicieuse, eu égard à plusieurs désavantages qui résultent de leur emploi, et surtout aux grands progrès réalisés dans la fabrication et l'emploi des explosifs violents. Néanmoins, toutes les grandes puissances continuant l'emploi de la cuirasse pour protéger leurs navires de

combat, il faut en conclure que les plaques de blindage seront considérées, encore longtemps, comme un moyen puissant pour résister au tir de l'ennemi; et, si cette opinion est juste, il faut examiner si, dans le cuirassé d'aujourd'hui, on a profité autant que possible des avantages qui résultent du type le plus moderne de plaques de blindage. Il y a même des personnes qui pensent que nos navires actuels de combat sont trop grands, et qui citent comme preuve la destruction des navires de l'Armada espagnole, échappés aux orages, par des navires anglais beaucoup plus petits. Mais il y a une grande différence entre les navires en bois des siècles passés et les bâtiments de combat modernes. Les premiers, qu'ils fussent d'un gros ou d'un petit tonnage, pouvaient être facilement avariés par les canons de cette époque, surtout à la faible distance qui séparait généralement les combattants. Aujourd'hui la puissance de résistance au bombardement d'un navire de combat, étant données la même vitesse et la même stabilité, dépend de ses dimensions. Plus il est grand, plus est épaisse la ceinture cuirassée qu'il peut porter. Supposons que deux navires de combat, chacun déplaçant 7500 tonnes, attaquent un autre navire de combat déplaçant 15000 tonnes, les deux premiers ayant, ensemble, le même armement que le dernier, et tous les trois la même vitesse. Alors intervient le calcul suivant : chacun des deux petits navires aurait besoin de 66 pour 100 de la puissance indiquée de la machine du grand, pour atteindre la même vitesse que ce dernier, et le poids des machines, des chaudières et du combustible, serait, au moins, 66 pour 100 de celui du plus grand navire; par conséquent il ne pourrait porter que bien moins de la moitié du poids de la cuirasse du grand bâtiment. La longueur et la largeur du blindage de ceinture nécessaire pour un pareil navire donneraient une surface considérablement supérieure à la moitié de la surface nécessaire au plus grand navire; de sorte qu'en faisant le calcul on trouverait que l'épaisseur de la cuirasse du plus petit ne serait plus que la moitié de celle du plus grand navire, à moins que le plus petit bâtiment ne fût sans protection dans des parties où le plus grand serait protégé. En conséquence, le premier serait facilement percé par l'armement secondaire du plus grand navire; tandis que la partie vitale, la région milieu du plus grand cuirassé, se trouverait à l'épreuve du tir, sauf celui des plus gros canons des deux bâtiments plus petits. Mais ceux-ci auraient encore l'infériorité additionnelle de nécessiter, à eux deux, un équipage plus nombreux, et d'entraîner une dépense de construction et d'entretien global dépassant de beaucoup celui du plus grand navire. On voit, par conséquent, que pour les cuirassés à vapeur il y a des considérations qui n'existaient point pour les voiliers en bois du passé.

Actuellement, la ceinture cuirassée adoptée par la plupart des Marines de guerre règne sur une longueur variant des $\frac{2}{3}$ aux $\frac{4}{5}$ de la longueur du navire; elle descend au-dessous de la ligne de flottaison en charge de $1^m,20$ (4 pieds) à $1^m,80$ (6 pieds), et elle monte au-dessus de l'eau de $1^m,80$ (6 pieds) à $2^m,40$ (8 pieds); tandis que l'épaisseur varie de $0^m,10$ (4 pouces) à $0^m,30$ (12 pouces).

Il y a des cas où un navire ainsi protégé est vulnérable en toutes ses parties par le canon Vickers-Maxim du dernier modèle, système *wire wound* (fretté en fil d'acier), du calibre de $0^m,30$ (12 pouces); partout, sauf dans la partie cuirassée du milieu, par le canon à tir rapide de $0^m,15$ (6 pouces); aux extrémités, dans les superstructures, et, pendant le roulis en mer houleuse, au-dessous de la cuirasse, par tous les canons, même les plus petits, actuellement en service. Par conséquent, pour obtenir un avantage assez illusoire, on a sacrifié une partie de la vitesse, de la facilité de manœuvre et de la stabilité; sans parler du coût initial de construction, énormément augmenté. Dans la bataille de Yalu, ainsi que dans la guerre récente entre l'Espagne et les États-Unis, c'est à l'artillerie qu'on a dû tous les résultats; l'emploi de la torpille et de l'éperon a été relativement sans valeur.

Comme il est maintenant possible de produire des plaques de blindage d'une certaine épaisseur pratiquement impénétrables par toute artillerie construite ou inventée jusqu'à présent (sauf par le canon américain à dynamite, qui en est à peine à l'expérimentation pratique), la question se pose de savoir s'il ne serait pas à propos de construire des navires de combat assez fortement cuirassés pour être pratiquement impénétrables par l'artillerie.

Naturellement cela nécessiterait l'emploi d'une ceinture cuirassée d'une épaisseur uniforme s'étendant sur toute la longueur du navire, de l'avant jusqu'à l'arrière, et jusqu'à une plus grande profondeur au-dessous de l'eau qu'il n'a été pratiqué jusqu'ici, afin d'éviter la possibilité d'un coup de canon au-dessous de la cuirasse. C'est-à-dire qu'il faudrait tripler le poids du blindage employé aujourd'hui, et, par conséquent, porter les dimensions du navire jusqu'à 31000 tonnes environ de déplacement.

Cela entraînerait sans doute un accroissement énorme des dimensions des navires de combat; mais un déplacement de 31000 tonnes ne dépasserait pas celui du *Great Eastern* ou de l'*Oceanic*, tandis qu'à l'époque de la construction de l'*Italia* et de la *Sardegna*, leurs déplacements dépassaient celui de tout autre navire, sauf le *Great Eastern*: en effet, tandis que les dimensions des navires de combat n'ont subi aucune augmentation notable depuis vingt ans, les dimensions des navires de la marine marchande ont été plus que doublées.

Il est évident que les entrées des bassins seraient à agrandir, pour pouvoir y faire entrer de tels navires, et peut-être faudrait-il construire de nouvelles cales sèches.

D'un autre côté, examinons quels avantages en résulteraient :

1° Jusqu'à ce que l'artillerie soit devenue plus puissante, et qu'on ait inventé des explosifs plus énergiques, ces bâtiments jouiraient d'une invulnérabilité complète vis-à-vis de l'artillerie, non seulement des autres navires, mais des forts et des batteries à terre.

2° Supposant que la grandeur des plus grands cuirassés actuels soit doublée, et que des navires déplaçant 31000 tonnes soient construits, ces bâtiments, tout en portant un poids de cuirasse trois fois plus grand que celui d'aujourd'hui, ne demanderaient qu'une addition de 50 pour 100 au poids et à l'espace pour les machines, les chaudières et le combustible, pour atteindre la même vitesse que les cuirassés d'aujourd'hui; ou encore on pourrait leur donner une vitesse plus grande que celle du navire actuel.

3° Ces navires pourraient porter un nombre considérablement plus grand de gros canons, capables de perforer et de détruire les navires d'un type inférieur, et la stabilité de plate-forme de ces bâtiments serait plus grande que celle des cuirassés d'aujourd'hui.

4° Bien qu'on ait probablement doublé la puissance en artillerie et augmenté immensément la puissance défensive, l'augmentation de l'équipage et du coût d'entretien ne dépasserait peut-être pas de plus de 50 ou 60 pour 100 de celui des cuirassés actuels.

5° Grâce aux plus grandes dimensions, on pourrait augmenter le nombre des compartiments étanches, en vue de diminuer le danger d'être coulé par un coup de torpille ou d'éperon.

6° L'équipage, connaissant l'invulnérabilité du navire vis-à-vis de l'artillerie, pourrait travailler avec plus de confiance et en plus grande sécurité.

Afin de fixer approximativement le type de ce bâtiment, nous proposerions une longueur de 180^m (600 pieds), une largeur de 30^m (100 pieds) et un tirant d'eau de $8^m,40$ (28 pieds), avec un déplacement de 31000 tonnes et un coefficient de finesse d'environ 0,65.

Pour protéger un navire de ces dimensions contre le feu de l'artillerie, nous voudrions proposer une ceinture cuirassée d'une épaisseur de $0^m,50$ (20 pouces), de bout en bout, avec une profondeur de $3^m,60$ (12 pieds) aux deux extrémités, et descendant à $4^m,80$ (16 pieds) à mi-longueur; les plaques étant d'acier de blindage Krupp du type le plus récent. Cette ceinture cuirassée aurait un poids approximatif de 6700 tonnes.

Nous ne nous dissimulons pas les désavantages que le poids du cuirassement des extrémités entraînerait au point de vue des qualités nautiques; mais il ne faut pas perdre de vue que la largeur de la ceinture diminue à chaque extrémité, et, par suite, le poids à ces deux points sera moindre qu'au maître-couple.

Nous croyons d'ailleurs qu'actuellement des considérations de stabilité obligent à se limiter en ce qui concerne la position et l'épaisseur du blockhaus dans quelques-uns des cuirassés; mais, dans un bâtiment tel que nous le proposons, il y aurait une bonne marge de stabilité, de sorte que ces considérations ne se présenteraient guère.

Il sera évident, pour tout architecte naval, que le reste du déplacement (déduction faite de 6700 tonnes pour la cuirasse), représentant plus de

24000 tonnes, suffira pour le poids de la coque, des machines, des chaudières et du combustible, nécessaires pour atteindre une vitesse de 18 nœuds environ, ainsi que pour le pont protecteur, pour l'artillerie, les munitions, les vivres, etc.; mais nous ne voudrions pas avoir la prétention de nous étendre ici sur tous les détails.

En soumettant ce sujet au Congrès, nous nous sommes permis d'indiquer seulement, de la manière la plus concise, que l'évolution des plaques de blindage et des canons, qui s'est produite dernièrement, et l'augmentation énorme qu'ont éprouvée les dimensions des navires de commerce ont donné à l'architecte naval le désir et la possibilité de construire des bâtiments de combat plus grands, qui seraient pratiquement à l'épreuve de toute espèce d'artillerie déjà construite; nous serions obligés aux Membres de cette assemblée, s'ils voulaient bien nous favoriser de leur critique, qui, plus qu'aucune autre chose, peut donner à ce projet sa valeur.

NOTE

SUR

APPLICATION DES LOIS SUR LE JAUGEAGE DES NAVIRES

EN DIVERS PAYS,

PAR M. ISAKSON,
Inspecteur du Lloyd's Register,
Membre de l'Institution des Naval Architects.

La question du jaugeage des navires et des différentes méthodes effectivement employées à diverses époques pour le déterminer, ou seulement proposées, est un sujet d'une vaste étendue. Des volumes, sur ce sujet, ont été imprimés et sont encore publiés. Il ne peut donc être question, vu la courte durée d'un Congrès tel que celui-ci, de traiter cette matière devant vous d'une manière complète, aux divers points de vue historique, technique, commercial et statistique.

La nécessité de ramener ces Notes aux proportions convenables à une lecture devant les honorables Membres de ce Congrès m'obligera même à ne pas entrer dans tous les détails de l'application, même contemporaine, des lois sur le jaugeage. Je devrai donc borner mes remarques aux points les plus essentiels, qui ont une action plus ou moins directe sur ce caractère important de la navigation moderne, si fréquemment discuté de nos jours, la *concurrence pacifique des différentes nations sur les mers.*

Je laisserai donc de côté toute observation sur les avantages et les défauts des divers systèmes de jaugeage, qui ont prévalu avant le système actuel. Le promoteur de ce système, M. Moorsom, était sans doute dans le vrai, en pensant qu'un système de jaugeage, qui réaliserait une expression exacte de la grandeur du navire, serait favorablement apprécié par tous les intéressés, ainsi que par le public en général; il proposa alors, vous le savez tous, une unité de mesure des navires, égale à 100 pieds cubes anglais, laquelle fut adoptée d'une manière générale dans le monde entier.

Pénétrée de cette idée, que le principe du système actuel consiste à obtenir

une évaluation exacte de la grandeur et du volume du navire, une personne peu familière avec ce sujet se demandera avec étonnement comment la mise en pratique de ce principe peut présenter des difficultés.

On différera, en effet, bien peu d'opinion sur la manière de constater la grandeur ou le volume réel d'une maison ou d'une chaudière. Il en serait de même pour le mesurage exact de la capacité cubique de corps limités par des surfaces plus irrégulières que des maisons ou des chaudières. Je citerai comme exemple le calcul du déplacement d'un navire, à un tirant d'eau donné : le résultat serait sensiblement le même, dans quelque pays qu'il fût fait.

On se demandera donc naturellement pourquoi on rencontre tant de difficultés dans la détermination de la capacité, ou le tonnage d'un navire.

Pour répondre à cette question il est nécessaire de se pénétrer des « pourquoi » et des « parce que » du jaugeage, et des lois sur le jaugeage. Leur principale — bien que non leur unique — raison d'être est la nécessité d'une base permettant de frapper les navires de droits tels, ou tout au moins présumés tels, que le grand navire paye plus que le petit, dans la proportion des grandeurs.

Si l'on considère les énormes intérêts financiers engagés par les armateurs, d'une part, lesquels payent les droits basés sur le tonnage, et, d'autre part, ceux des Sociétés propriétaires de docks, avec leurs nombreux actionnaires, et, enfin, les villes et les gouvernements, qui perçoivent des taxes, on ne s'étonnera guère que les deux partis intéressés aient fait tous leurs efforts pour peser, chacun dans leur propre intérêt, sur la substance et le texte des lois sur le jaugeage.

Ceci explique brièvement comment le principe simple du jaugeage, posé à l'origine par M. Moorsom, principe basé sur la grandeur ou le volume des navires, est devenu, une fois transformé en loi, un compromis entre les puissants intérêts financiers en présence, compromis qui n'était pas un chef-d'œuvre de législation quand il vit le jour en Angleterre en 1854. Et je suis persuadé que vous tous, ou au moins tous ceux qui ont quelque expérience pratique du fonctionnement des lois sur le jaugeage, penseront avec moi que la nature de ce compromis n'a pas été améliorée par les retouches faites de temps à autre à la loi, et que ses effets sont aujourd'hui pires que jamais.

J'ai indiqué que les lois actuelles sur le jaugeage et leur application sont le résultat d'un compromis entre les grands intérêts financiers qu'elles affectent. Comme ces intérêts ont une prépondérance plus grande dans la Grande-Bretagne que dans tout autre pays, il n'est que naturel que les efforts des intéressés pour peser sur la législation aient été plus fréquents et plus énergiques dans ce pays que partout ailleurs. Et en voyant la part prédominante que les armateurs de ce pays ont eue dans le progrès national, nous n'avons pas lieu d'être surpris que, dans les efforts faits pour influencer la législation

en leur faveur, les intérêts de l'armement aient eu plus de succès que ceux des docks et des ports, et ceux du gouvernement en ce qui concerne les droits de phares.

Le principe, que la *grandeur* ou le *volume* d'un navire doit être la base de son tonnage, ne pouvait évidemment être mis en discussion. On ne pouvait donc avoir d'action que sur le *mode de détermination* de cette grandeur. Dans ce but, quantité d'arguments ont été mis en avant par les intérêts de l'armement, et il sera nécessaire de passer rapidement en revue quelques-uns de ces arguments qui ont triomphé de temps en temps, sous prétexte que leur action sur le tonnage était légitime.

Le premier de ces arguments, dont j'aie pu trouver la trace, est basé sur l'idée que la *grandeur* du navire ne doit pas être exprimée par son *volume*, mais par le groupement des *parties* de ce volume utilisables pour l'arrimage de la cargaison. Cette idée remonte à l'époque où la navigation à vapeur devint d'un usage général; bien qu'on ne puisse avoir de donnée exacte sur ce point, on peut considérer comme acquis, qu'au commencement de ce siècle qui s'en va les propriétaires anglais de navires furent les promoteurs de cette idée devant la législature, et qu'ils y ajoutèrent la considération qu'il était alors désirable, au point de vue national, de faciliter le développement de la construction des navires à vapeur. Le résultat de ces efforts apparaît dans l'Acte de 1819 (*King George III*, C. 5), qui dispose que, dans les navires à vapeur, « la longueur de la chambre des machines sera déduite de la longueur de la quille pour le tonnage ».

La légitimité de la déduction de la chambre des machines n'était pourtant pas unanimement admise, ainsi que le prouve le passage suivant du rapport de la troisième Commission royale sur le jaugeage en Angleterre, en 1849 :

« Mais le Comité se permet de signaler que la déduction de la chambre des machines est un avantage donné aux vapeurs au détriment des voiliers; c'est une question qui mérite d'être examinée par les autorités compétentes; le Comité ne la considère pas comme dans ses attributions. »

Je puis ajouter que feu M. Moorsom, le promoteur du système international actuel de jaugeage, était membre et secrétaire honoraire de ce Comité.

Le second argument important tendant à réduire le tonnage d'un navire au-dessous de son volume réel est, il est étrange de le dire, une de ces nombreuses *idées humanitaires*, qui, en Angleterre, et plus qu'en tout autre pays, se sont infiltrées dans la législation, et l'ont influencée sur des points qui n'ont absolument rien à voir avec la grande question de l'humanité. Loin de moi la pensée de nier un seul instant les *résultats pratiques* avantageux, obtenus pour nos marins par l'action de cet argument sur les lois sur le jaugeage. Mais, Messieurs, si on laisse de côté ce résultat avantageux, qui du reste aurait pu être tout aussi bien réalisé par la *législation sanitaire générale*, et l'*inspection des logements insalubres*, je vous demande si ce n'est pas par suite d'une association d'idées bien singulière, qu'on a permis à des idées

humanitaires de réagir sur les procédés purement mathématiques de détermination de la grandeur d'un navire?

Que diriez-vous, si je vous proposais de déterminer la surface d'un champ rectangulaire, non seulement par le produit de sa longueur par sa largeur, mais encore par les conditions de salubrité du sous-sol, la longueur des tuyaux de drainage installés, et autres considérations analogues?

Le premier symptôme de ces vues humanitaires dans la législation sur le jaugeage se révèle, autant que je l'ai pu trouver, dans le *Merchant shipping Act* de 1854, Règle I (4), où il est stipulé qu'en déterminant le tonnage d'un navire, en ce qui concerne les espaces clos sur le pont supérieur, on ne doit rien ajouter pour un espace clos affecté uniquement au logement de l'équipage, à moins que cet espace n'excède le vingtième du reste du tonnage du navire; dans ce cas, l'excédent seul doit être compté; et, secondement, qu'on ne doit rien ajouter pour toute construction, établie uniquement pour abriter les passagers de pont, et approuvée par le Board of Trade.

Quelle était l'origine de ce compromis entre les intérêts des armateurs et ceux des autorités des ports? Je n'ai pu le découvrir. On ne trouve rien d'analogue ni dans le Rapport du Comité de 1849, ni dans le système de jaugeage proposé par M. Moorsom (voir sa *Review of the Laws of Tonnage*, etc., 1853). Mais, quel que fût le promoteur de cette étrange combinaison de Mathématiques et d'Humanité, et nous pouvons considérer comme acquis que ce fut un armateur *anglais*, il n'est que juste de rendre hommage à son ingéniosité et à sa profonde connaissance de la nature humaine, — en particulier, de cette tendance éminemment anglaise vers tout ce qui peut faire progresser l'humanité.

*
* *

Avant de pénétrer plus au fond dans l'examen de l'évolution du compromis entre la science des Mathématiques, représentée par M. Moorsom, le gouvernement de la Grande-Bretagne, les autorités des ports, etc., et, d'autre part, les intérêts pécuniaires des armateurs, il sera nécessaire de présenter quelques remarques sur les mots *gross-tonnage* et *net-tonnage* ou *register-tonnage*.

Avant l'Acte de 1854, il semble qu'il n'ait existé, tout au moins pour les voiliers, qu'*une* espèce de tonnage, le tonnage pour la perception des droits. Cet état de choses paraît se continuer pour les voiliers dans l'Acte de 1854, le *gross* et le *net-tonnage*, tels qu'ils sont fixés par lui pour les voiliers, étant tous deux égaux au volume entier du navire, y compris les constructions du pont, déduction faite du logement de l'équipage.

Pour les vapeurs, l'Acte fait une distinction entre le *gross-tonnage*, qui est calculé comme le *tonnage* ou le *register-tonnage* d'un voilier, et le *register-tonnage*, qui est ce qui reste du *gross-tonnage*, après déduction faite « pour l'espace occupé par la puissance motrice ».

Puis, par un Acte de 1867, appelé *Duke of Richmond Act*, il fut stipulé que le volume cubique des logements de l'équipage, quelle que fût leur situation, sur le pont ou *au-dessous*, devait, sans limitation, être *déduit* du tonnage.

En combinant les textes des deux Actes de 1854 et de 1867, dont le premier stipulait que les logements de l'équipage ne devaient pas être *ajoutés*, et le second, qu'ils devaient être *déduits*, il devint possible en Angleterre, après la décision de la Haute Cour de justice dans le cas de l'*Isabella*, de *déduire du tonnage* des espaces qui *n'y avaient jamais été ajoutés*, et l'application de cette décision à de nombreux navires anglais est peut-être le plus remarquable compromis entre la science des Mathématiques et le sens commun d'une part, et les intérêts des armateurs anglais de l'autre.

Jusqu'à la décision de l'*Isabella*, les puissances étrangères avaient fidèlement suivi la Grande-Bretagne dans l'application des lois sur le jaugeage, et la seule différence essentielle portait sur la manière de déterminer la déduction pour l'espace occupé par la puissance motrice, certains pays ayant adopté la règle établie d'abord par le Board of Trade en 1860, et d'autres celle posée par la Commission internationale de Constantinople de 1873.

Ces règles, toutes les deux plus exactes que la vieille règle dite *anglaise*, donnant en moyenne aux vapeurs un net-tonnage plus élevé que la règle anglaise, il devint nécessaire, pour rétablir l'égalité avec les navires mesurés d'après la règle anglaise, de munir les navires de certaines autres nations de certificats spéciaux de jaugeage conformes à la règle anglaise, de même que des certificats spéciaux pour le canal de Suez et pour l'Italie sont délivrés aux navires anglais. Les choses marchèrent assez bien, et l'on ne se plaignit pas sérieusement d'une inégalité de traitement réelle ou présumée, résultant de l'application des lois sur le jaugeage, sauf peut-être en ce qui concerne l'exemption des awning-decks, passerelles, etc., compris dans ce qu'on appelle la *Décision Bear*.

Il semble que l'application plus générale de la décision de l'*Isabella* au jaugeage des navires anglais ait donné lieu aux premières plaintes sérieuses de l'étranger contre l'application des lois sur le jaugeage de la Grande-Bretagne. Aucune puissance étrangère ne fut capable d'aller aussi loin dans l'*art d'interpréter la loi*, et le nouveau système anglais de jaugeage préjudicia aux armateurs étrangers.

Ce fait contribua sans doute largement à donner un caractère tout à fait nouveau à la législation internationale du jaugeage. Auparavant les puissances étrangères avaient l'habitude de suivre la Grande-Bretagne pour les lois de jaugeage et leur interprétation. La première dérogation importante à cette entente internationale apparaît dans la loi allemande sur le jaugeage du 20 juin 1888.

Cette loi a introduit un facteur nouveau et important dans le *système de*

compromis entre la science des Mathématiques et les intérêts de l'armateur, le facteur de la *sécurité du navire et de la cargaison.*

Un navire à coque intérieure offre plus de sécurité qu'un navire qui n'en a pas, et l'intervalle compris entre les deux coques n'est pas utilisable pour la cargaison. Par suite, les armateurs soutinrent que l'espace compris dans le double fond, au-dessus des varangues, ne devait pas entrer dans le tonnage, ne devait pas être compris dans la grandeur du navire. Et de même que la déduction du logement de l'équipage avait été admise comme favorable à la *santé de l'équipage,* de même l'exemption des espaces du double fond fut fortement recommandée comme source de *sécurité pour le navire, la cargaison et l'équipage.*

Cette question avait déjà été soulevée en Angleterre par MM. Denny Brothers, de Dumbarton, et Harland et Wolff, de Belfast; mais le Board of Trade n'avait pas admis leurs idées, qui ne cadraient pas avec le système Moorsom; ce n'est qu'après une longue hésitation, qu'on admit la déduction de la totalité du double fond dans le cas de la *Chilka,* un vapeur qui avait un double fond *cellulaire.* Mais jamais, jusqu'à l'Acte de 1889, le Board of Trade n'admit l'exemption des doubles fonds supportés par des carlingues reposant sur des varangues ordinaires.

En s'écartant du système adopté jusque-là, l'Allemagne paraît avoir donné le signal d'une sorte de course au clocher dans la *réduction du net-tonnage.* Il semble que les armateurs en général, et non plus les seuls armateurs anglais, aient commencé à partir de cette date à mieux comprendre la très grande influence de l'application des règles de jaugeage sur les *conditions de la concurrence maritime internationale.*

La réduction considérable du *gross* et du *net-tonnage* des vapeurs allemands, résultat de l'adoption de la loi allemande de 1888, fut suivie, peu de temps après, du *British merchant shipping amendment Act.* du 26 août 1889, postérieur d'un peu plus d'un an seulement à la nouvelle loi allemande, ce qui est une nouvelle preuve du puissant et vigilant intérêt que témoigne la Grande-Bretagne à tout ce qui touche d'une manière ou d'une autre aux intérêts de ses armateurs.

Bien avant, en 1881, une Commission royale anglaise de jaugeage avait proposé les modifications suivantes à la loi sur le jaugeage :

a. Modification des règles, en vue d'assurer l'exactitude, autant que possible, du mesurage des espaces.

b. Règles spéciales appropriées à l'état actuel des constructions navales.

c. Mesurage du creux, de manière à y comprendre la portion du double fond située au-dessus des varangues, la hauteur de ces dernières ne devant pas être comptée au-dessus d'une certaine limite.

d. Introduction dans le tonnage de tous les espaces *qui peuvent être facile-*

e. Déduction du logement du capitaine, de la chambre de veille, de la soute du maître d'équipage, de la chambre de la chaudière auxiliaire, etc.

f. Déduction pour les soutes à voiles au-dessous de 2 ½ pour 100 du gross-tonnage.

g. Déduction pour la puissance motrice, conforme en général à la règle du Board of Trade de 1860, ou à la règle dite *allemande*.

h. Interdiction de déduire du gross-tonnage la capacité d'espaces qui n'y auraient pas été compris.

i. Indication sur les certificats de tous les espaces ajoutés ou retranchés.

Ces recommandations de la Commission anglaise de 1881 sont simplement résumées ici, en vue de ménager le temps et l'espace.

Au lieu d'adopter toutes ces propositions, ce qui sans doute eût paré à *toutes les objections importantes faites de temps à autre aux lois anglaises de jaugeage*, le *nouveau compromis*, l'Acte anglais sur le jaugeage du 26 août 1889 :

N'améliora *pas* essentiellement le mode défectueux d'application des règles décrépites de 1854, tout au moins en ce qui concerne le mesurage des espaces situés au-dessus du pont supérieur;

N'adopta *pas* la méthode correcte et équitable proposée par la Commission royale (*c* et *d*) pour mesurer les creux des sections transversales, et les espaces clos et couverts;

N'adopta *pas* la règle correcte et équitable, consistant à ne déduire pour la puissance motrice que les espaces réellement occupés par la machine, les chaudières et le combustible.

Les autres propositions relatives au logement du capitaine, à la soute du maître d'équipage, la soute à voiles, etc., et l'abolition du procédé de l'*Isabella* furent adoptées; quelques *nouvelles* déductions vinrent même s'ajouter à l'exemption du double fond et autres règles introduites par l'empire d'Allemagne un an auparavant; et c'est ainsi que la Grande-Bretagne *parvint à prendre une nouvelle avance sur les autres nations dans la course au clocher pour la réduction du net-tonnage*.

Les armateurs anglais parvinrent donc, pendant quelques années, à avoir un avantage considérable sur leurs concurrents étrangers, car les déductions et exemptions établies par l'Acte de 1889 ne furent généralement pas admises dans les autres pays avant les dates suivantes :

France	2 février 1893
Norwège	1er octobre 1893
Suède	1er juillet 1894
Danemark	1er avril 1895
États-Unis	1er avril 1895
Allemagne	1er juillet 1895
Belgique	1898
Hollande	1899

Et dans quelques pays, à présent encore, c'est-à-dire au bout de plus de dix ans, les navires anglais ont un avantage sur les étrangers, au point de vue du tonnage, bien que *nominalement,* et d'après des *conventions internationales,* le système doive être uniforme.

En dehors de ce qui concerne le *texte* de la loi, les armateurs anglais ont encore un autre avantage notable dans la concurrence pour la réduction du net-tonnage.

En premier lieu, le rapide accroissement du nouveau tonnage leur a permis de vendre de grandes quantités de vieux navires aux étrangers. Ils ont eu ainsi l'avantage de pouvoir *mieux adapter leurs nouvelles constructions aux nouvelles modifications et interprétations des lois anglaises sur le jaugeage.*

En second lieu, on s'est en Angleterre strictement conformé au *texte* des Actes (les recommandations *a* et *b* de la Commission royale ayant été négligées dans l'Acte de 1889, dont les règles sont seulement *copiées* dans le *Merchant shipping Act* de 1894).

* * *

Il n'y a qu'une exception à cette règle générale, que les armateurs anglais gardent la palme dans la course au clocher pour la réduction du net-tonnage, et *c'est* (ou du moins on le suppose en Angleterre) *le mode de jaugeage de ce pays, la France, qui la fournit.*

On paraît penser généralement en Angleterre, qu'en ce qui regarde l'abaissement excessif du net-tonnage, les règles françaises, ainsi que leur application par les autorités, ont « débordé » l'Angleterre.

L'irritation causée par la supériorité présumée d'un voisin et d'un concurrent maritime, a pris dans quelques cas particuliers un caractère aigu, surtout en ce qui concerne certaines lignes transatlantiques. On prétend que la différence de droits résultant d'un jaugeage plus avantageux en France, combinée avec les fortes subventions allouées par le gouvernement aux armateurs français, a agi d'une manière si défavorable sur la puissance de concurrence des navires anglais pour certains transports, que les denrées anglaises pourraient, à moindres frais, parvenir à certains ports de l'Amérique du Sud en leur faisant d'abord traverser la Manche, et en les transbordant à bord de navires français, qu'en les expédiant directement par vapeurs anglais.

Des plaintes analogues paraissent s'être élevées du côté des armateurs allemands.

Jusqu'à quel point ce reproche d'inégalité en faveur des armements français est-il fondé? Je ne suis pas en état de le déterminer d'une manière complète et décisive; et comme les primes à la navigation sont tout à fait étrangères au sujet de ce Mémoire, je limiterai mes remarques aux résultats de quelques recherches sur la différence entre le net-tonnage français et le net-

tonnage anglais, basés tous deux sur ce que l'on entend par le système international de jaugeage Moorsom.

Ce qui peut consoler les armateurs anglais, c'est qu'en dépit des primes et de l'abaissement du net-tonnage français, les chances de la marine marchande française de « déborder » la marine anglaise ne se sont pas accrues dans ces dernières années. En ce qui concerne les intérêts du Gouvernement anglais et des corporations anglaises des ports et des docks, il semble que le fret apporté sous pavillon français dans les ports anglais soit peu important relativement à celui que le pavillon anglais amène dans les ports français. L'impression générale est que, si le Gouvernement anglais usait de la faculté donnée par le *Merchant shipping amendment Act* du 26 août 1889 (§ 6), d'ordonner le jaugeage à nouveau du petit nombre de navires français qui entrent dans les ports anglais, le résultat serait un nouveau jaugeage des *nombreux* navires anglais qui entrent dans les ports français, lequel entraînerait plus de retards pour les navires anglais dans les ports français, que pour les navires français dans les ports anglais. Il est difficile de s'assurer de l'exactitude de cette manière de voir, mais, à mon avis, pour les navires anglais appartenant à une ligne régulière, qui visitent fréquemment les ports français, une réduction, même faible, du tonnage compenserait largement, eu égard aux droits généralement élevés des ports français, la dépense et le temps perdus. Cette question devrait certainement être étudiée par les armateurs qui commercent avec les ports de France; ils feraient sans doute une économie en y faisant jauger de nouveau leurs navires. Mais l'expérience des dernières années ayant démontré que les armateurs anglais ne sont pas, après tout, dans une si mauvaise situation à cet égard, je pense qu'il sera fort difficile de décider quelle est, *à l'époque actuelle* (je ne dis pas il y a quatre ou cinq ans), celle des deux applications, française ou anglaise, de la méthode Moorsom, qui a réellement « débordé » l'autre.

Je puis appuyer mes doutes sur ce point sur quelques chiffres de tonnages et de dimensions de navires anglais, construits dans ces dernières années. Je ne mentionnerai les noms ni des navires, ni de leurs propriétaires ou de leurs constructeurs, afin de protéger ces Messieurs, qui peuvent être présents, contre la curiosité, et peut-être même la jalousie de leurs collègues.

1. Vapeur à marchandises : longueur 165 pieds, largeur 26^{pieds},65, port en lourd 650 tonnes, gross-tonnage 508 tonnes, tonnage au-dessous du pont 375 tonnes, net-tonnage 79 tonnes.

2. Vapeur à passagers : longueur 329 pieds, largeur 39^{pieds},15, gross-tonnage (*exemption* faite d'un spardeck de 700 tonnes environ) 1682 tonnes, net-tonnage 313 tonnes.

3. Grand vapeur à passagers et à marchandises : longueur 515^{pieds},3, largeur 59^{pieds},25, gross-tonnage 9652 tonnes, net-tonnage 5105 tonnes.

4. Vapeur de rivière : longueur 80 pieds, largeur 43pieds,2, gross-tonnage 263 tonnes, net-tonnage 8 tonnes.

5. Vapeur à marchandises et à passagers : longueur 225 pieds, largeur 33 pieds, gross-tonnage (non compris un awning-deck partiel) 976 tonnes, net-tonnage 407 tonnes.

6. Vapeur à passagers : gross-tonnage 617 tonnes, net-tonnage 19 tonnes.

La faiblesse remarquable du net-tonnage des navires anglais construits dans ces dernières années, résulte d'*interprétations* des Actes relatifs au jaugeage, interprétations strictement fidèles au texte des différents articles, mais peu conformes aux principes si clairement exposés par le père du système actuel de jaugeage, M. Moorsom. Ce serait le moment de vous donner un rapide exposé de quelques détails sur l'application des règles anglaises de jaugeage, et non de tous, car je doute fort, Messieurs, que vous ayez une patience suffisante pour me conserver la parole assez longtemps pour que je puisse le faire.

Mais je m'efforcerai d'exposer devant vous trois ou quatre des traits saillants de cette application.

D'abord, en ce qui concerne le jaugeage des cales, l'Acte de 1889 dispose que les espaces du double fond ne seront pas compris dans le « tonnage sous le pont », quand « ils ne sont pas utilisables pour le transport des marchandises ou du combustible ».

Cette exemption a été étendue, il y a deux ans environ, aux coquerons des extrémités (*fore and after peak tanks*), sous certaines conditions, dont la principale est que le plafond du coqueron *ne doit pas être placé trop au-dessus de la flottaison en charge,* de manière qu'on puisse le considérer comme un véritable bordé intérieur, en cas de déchirure du flanc du navire.

En ce qui concerne le mesurage des espaces « clos » sur le pont supérieur, l'Acte originel de 1854 s'exprime ainsi :

« S'il existe un roof, une dunette ou autre compartiment permanent fermé sur le pont supérieur, utilisable pour les marchandises, les approvisionnements, ou le logement et l'usage des passagers ou de l'équipage, le tonnage de ces locaux sera mesuré ainsi qu'il suit : » ..., etc.

Par suite d'une décision, rendue par la Chambre des Lords le 11 mars 1875, visant le cas du vapeur *Bear* (le jugement se trouve dans les *Minutes of evidence*, réunies par la Commission royale de jaugeage de 1881, p. 717 et suiv.), le Board of Trade a été forcé, contrairement sans doute à sa propre opinion, d'interpréter les dispositions relatives aux espaces clos visés ci-dessus dans l'Acte de 1854, de la manière suivante (voir *Instructions to Measuring Surveyors*, 1898; § 3) :

« Le *Surveyor* doit, pour déterminer si elles doivent être mesurées, et si leur tonnage doit être ajouté au tonnage au-dessous du pont, avoir égard au

caractère et à la structure des constructions du pont *au moment où elles sont soumises à son examen.*

« Les dunettes, passerelles ou autres constructions permanentes, avec une ou plusieurs ouvertures sur les côtés ou aux extrémités, qui ne sont pas munies de portes ou autres *moyens de clôture fixés d'une manière permanente,* ne doivent pas être mesurées et comprises dans le tonnage. »

Les passages soulignés l'ont été par moi, pour faire plus clairement ressortir deux caractères essentiels de l'application actuelle de l'Acte de 1854. Je suis certain, Messieurs, que vous êtes capables de tirer, sans mon aide, les conséquences de cette application, et que vous trouveriez facilement la différence essentielle qui distingue le *sens* clair et visible de l'Acte de 1854, de *l'interprétation que le Board of Trade a été obligé par le jugement* Bear *d'y ajouter.* En fait, il y a maintenant des chantiers en Angleterre, où le pont supérieur et les flancs des navires sont si ingénieusement disposés, qu'il n'y a pas un seul cas où l'entrepont, situé entre le pont supérieur, ou weather-deck, et le pont situé immédiatement au-dessous, soit compris dans le tonnage.

De même les dunettes, compartiments situés sous la passerelle et teugues, sont maintenant facilement disposées de manière que « au moment où elles sont soumises à l'examen du Surveyor », elles ne puissent, d'après les présentes instructions, être jaugées et comprises dans le tonnage. Et ce résultat s'obtient sans réduire d'une manière appréciable la possibilité d'utiliser ces espaces pour le transport de la cargaison.

Il y a un remède à cet état de choses dans les ports de la Grande-Bretagne. Quand la cargaison se trouve, *à l'arrivée* dans un port anglais, arrimée dans les espaces exemptés, elle est cubée et ajoutée au net-tonnage. Mais lors des relâches à l'étranger, on espère que ces exemptions ne seront pas observées par les autorités étrangères. Et c'est certainement un avantage très notable pour beaucoup de navires anglais, dont le tonnage peut se réduire ainsi de plus de 1000 tonnes.

Pour la déduction relative à la puissance motrice, il s'est introduit récemment une innovation : les écoutilles des machines et chaudières, qui traversent des espaces fermés sur le pont supérieur, ne doivent pas être comprises dans le gross-tonnage. C'est une dérogation aux usages antérieurs, qui est également favorable aux anciens vapeurs et aux neufs, et la conséquence pratique est une réduction considérable du net-tonnage des navires anglais.

Je n'abuserai pas de votre patience en entrant plus avant dans les détails du mode de jaugeage usité actuellement en Angleterre. D'ailleurs, si je le faisais, je serais peut-être en butte à des critiques aussi acerbes que celles qu'a soulevées M. Ramage, il y a deux ans, lors de la lecture de son Mémoire sur le jaugeage devant l'*Institution of Naval Architects.* Je compléterai seule-

ment les renseignements ci-dessus sur les navires anglais récents, en signalant qu'il y a un nombre considérable de remorqueurs de mer circulant entre l'Angleterre, la France et d'autres pays, qui sont immatriculés avec un tonnage nul. En réalité, pour la plupart de ces navires, l'application des règles donnerait un tonnage négatif, mais le Board of Trade a établi l'usage de remplacer dans les certificats les nombres négatifs par un zéro. Je ne sais pas la raison de cette dérogation aux prescriptions des Actes sur le jaugeage. Peut-être a-t-on craint que les propriétaires de remorqueurs ne réclament aux corporations des ports le paiement de droits.

J'ai visé plus haut quelques-uns des divers arguments (humanité, sécurité des existences et des biens, impossibilité d'utiliser certains locaux pour le chargement, etc.), qui ont été mis en avant à diverses époques pour modifier, en Angleterre et en Allemagne, la méthode de jaugeage. Il y a encore un facteur très important qui est venu récemment influer sur la méthode de jaugeage. Je pense au système des primes de construction et de navigation, système adopté en France et dans d'autres pays encore.

Je bornerai mes remarques, relatives à l'influence des primes sur le jaugeage, aux recherches que j'ai eu occasion de faire récemment en France. Je saisis cette occasion de reconnaître, en présence de cet honorable auditoire, le très obligeant et utile concours qui m'a été généreusement fourni pour faciliter mes recherches, tant par les autorités françaises que par le Board of Trade et le Board des douanes anglais.

La réduction du net-tonnage des navires peut, vous le savez, s'obtenir de *deux* manières : en réduisant le gross-tonnage ou en augmentant le nombre des espaces qui en sont retranchés. Mais, comme les primes sont basées sur le gross-tonnage, il s'est naturellement élevé dans l'esprit de l'armateur un conflit d'intérêts entre les primes à recevoir du gouvernement, créance qu'il désire aussi élevée que possible, et, d'autre part, le montant des droits qu'il a à payer aux gouvernements, aux corporations des ports, aux pilotes, etc., charge qu'il préfère réduire dans la plus large mesure.

L'exemption des water-ballasts, awning-decks et superstructures analogues, non pourvues de fermetures permanentes, tend à réduire le gross-tonnage, et agit ainsi défavorablement sur les primes, au point de vue de l'armateur, tout en lui donnant l'avantage de réduire le net-tonnage.

Ce dilemme a été résolu d'une façon très ingénieuse en France; je ne sais comment il l'a été dans d'autres pays qui concèdent des primes. On y est parvenu par l'adoption de *deux*, et même en réalité, de *trois* gross-tonnages différents, dont l'un, le plus élevé, comprend le water-ballast au-dessus de l'encolure des varangues et les superstructures. Ce gross-tonnage maximum est appelé *tonnage brut spécial pour la liquidation des primes.*

D'autre part, pour calculer le net-tonnage, on a introduit un autre gross-tonnage appelé *tonnage total* ou *volume brut total.*

Ce tonnage comprend les superstructures de toutes espèces : capots, claires-voies, etc., sur le pont, mais non les parties du water-ballast situées au-dessus de l'encolure des varangues.

On comprend facilement que, si l'on ne déduisait de ce tonnage que les espaces affectés à la puissance motrice, à l'équipage, les chambres de navigation, etc., ainsi que l'admettent généralement les lois de jaugeage des autres pays, cela rendrait le net-tonnage français beaucoup plus élevé que le net-tonnage anglais, qui ne comprend pas les superstructures « non pourvues de fermetures permanentes ».

Pour parer à cette difficulté, la législation française a fait un pas hardi sur un terrain encore inexploré dans la législation du jaugeage. Elle a imité le procédé adopté, indépendamment de la Grande-Bretagne, par l'empire d'Allemagne en 1888, et indiqué plus haut, et en a tiré des conséquences nouvelles. Le législateur allemand avait décidé que les espaces du water-ballast du double fond, non utilisables pour le chargement, devaient être exemptés de mesurage; et la législation anglaise avait suivi son exemple un an plus tard. La législation française a proclamé, par le décret du 2 février 1893, le principe nouveau et bien important que *tous les espaces*, quelque place qu'ils occupent, qui sont « inutilisables » pour le transport des voyageurs et des marchandises, doivent, non être exclus du *tonnage total* ou *volume brut total* ou *tonnage brut spécial*, car cela diminuerait les primes, mais en être déduits.

Ainsi, nous trouvons qu'en France, outre les déductions sur le gross-tonnage généralement admises dans les autres pays, on en fait encore pour les locaux suivants et d'autres espaces encore :

Puits aux chaînes,
Coqueron arrière,
Magasins à provisions,
Descentes,
Fumoirs, salles à manger,
Couloirs,
Offices,
Espaces inutilisables sous les salons.

Le motif donné pour la déduction de ces derniers espaces est qu'ils ne sont pas utilisables pour le chargement, et *ne sont accessibles que par des échelles ne permettant que le passage d'un homme.*

Aussi dans les voiliers ces déductions s'élèvent-elles quelquefois à une fraction considérable du navire lui-même. Dans le cas d'un grand quatre-mâts, navire en acier à deux ponts, dont la cale est compartimentée en vue du transport du pétrole en vrac, la totalité des entreponts, à l'exception des puits ou écoutilles d'expansion, a été déduite comme n'étant pas susceptible de recevoir du pétrole. Dans ce cas, toutefois, les armateurs ont promis de ne charger aucune autre cargaison dans l'entrepont. La totalité des parties

avant et arrière de ce navire, y compris le cofferdam qui borde les compartiments à pétrole, est naturellement également déduite. Les membres de ce Congrès seront sans doute intéressés par les chiffres relatifs à ce navire neuf, en acier, savoir :

Dimensions.....	$97^m,82 \times 13^m,92 \times 7^m,42$	
Gross-tonnage.....	3482 tonnes	
Déductions.....	1772 »	ou plus de 50 pour 100
Tonnage net.....	1710 »	

Il est assez évident que les propriétaires de navires anglais ou autres navires étrangers ont quelque raison d'envier aux armateurs français la manière marquée dont l'évolution des procédés de jaugeage usités en France porte préjudice à leurs intérêts. Mais tant qu'il y aura des vapeurs à marchandises anglais, dont le net-tonnage ne s'élève *qu'à moins d'un sixième de leur gross-tonnage*, il est difficile d'accepter que leurs propriétaires se plaignent d'un voilier, dont le net-tonnage n'est que légèrement inférieur à la *moitié* du gross-tonnage.

Après toutes ces déductions pour « espaces inutilisables », on arrive, pour un vapeur français, à un troisième gross-tonnage, lequel, pour une raison que je n'ai pu trouver, n'est pas désigné sous moins de cinq appellations différentes. Ce gross-tonnage est désigné par les termes :

Capacité cubique,
ou Tonnage officiel,
ou Tonnage brut,
ou Tonnage brut légal,
ou Volume brut légal,

et correspond au « tonnage net » dans les voiliers. Finalement, après avoir, non déduit l'espace réellement occupé par les machines, les chaudières et les soutes à charbon, comme c'était sans doute l'*intention* des premiers législateurs anglais sur ce sujet, mais « alloué une déduction pour la puissance motrice », conformément à la loi ancienne, encore en vigueur dans la Grande-Bretagne, on arrive au net-tonnage actuel des navires français, qui, s'il ne descend pas aussi bas que celui de quelques navires anglais, est en vérité bien peu élevé. Et si l'on considère la route longue et raboteuse qu'il a fallu suivre pour arriver à destination, on ne s'étonnera pas, Messieurs, qu'il ne reste plus grand'chose de la substance originelle, dans le chariot ébranlé et disloqué de la loi de jaugeage.

De même que j'ai donné plus haut quelques chiffres relatifs à des navires anglais, j'indique ci-après, à titre de comparaison, quelques données relatives à des navires français récemment immatriculés :

	Tonnage			
	spécial.	total.	brut légal.	net.
Vapeur à marchandises (construit en Angleterre).....	4788	4676	4288	2792
Vapeur à passagers (construit en Angleterre).....	9060	8810	4690	2147
Vapeur à passagers (construit en France, sans water-ballast).....	1013	1013	729	30 (1)
Voilier (construit en Angleterre)...	3964	3800		3326

Il sera sans doute intéressant pour les membres anglais de connaître le tonnage anglais primitif du voilier mentionné en dernier lieu. Ces chiffres sont :

Gross-tonnage..... 3785 tonnes Net-tonnage..... 3625 tonnes

Je n'ai pas sous la main les tonnages anglais des vapeurs, mais il serait facile de les trouver.

L'opinion prédominante et générale en Angleterre est que les nouvelles règles de jaugeage françaises, bien que quelque peu désavantageuses pour l'armateur anglais, n'ont pas grande importance après tout, puisque, en dépit des primes et de la faiblesse du tonnage net, le tonnage de la marine marchande française continue à décroître, et ne fera vraisemblablement jamais une concurrence sérieuse au commerce maritime anglais. Il peut y avoir du vrai dans la dernière partie de cette opinion, mais, en ce qui concerne la décroissance du tonnage français, l'opinion publique a été absolument égarée par la statistique officielle.

Il est tout naturel, quand on examine la statistique publiée par la Commission extraparlementaire (la marine marchande), 1897, et que l'on trouve que le tonnage des vapeurs français, qui était en 1886 de 500484 tonnes, n'est en 1896 que de 499409 tonnes; que le tonnage des voiliers français est, aux mêmes époques, 492807 tonnes et 421462 tonnes, d'en conclure que le tonnage a décru pendant cette décade. Mais vous commettriez une assez sérieuse erreur si vous en déduisiez que la flotte de commerce française a décru pendant la même période. En vue d'établir d'une manière tout au moins approximative l'état réel des choses, il a été fait, pour un nombre de navires français qui n'est pas inférieur à 194 pour les vapeurs et 147 pour les voiliers, le relevé du tonnage net tel qu'il était en 1887 (avant l'introduction des dernières réductions de tonnage) et pour les mêmes navires, en 1896, après la concession de ces réductions.

---

(1) Il n'y a pas erreur, comme on pourrait le croire. Le net-tonnage n'est *réellement que de trente tonnes*.

Le résultat de cette recherche est le suivant :

	1887. Tonnage net.	1896. Tonnage net.	Excès pour 100 de 1887 sur 1896.
194 vapeurs.....	245025	192638	27,2 pour 100
147 voiliers.....	43898	37213	18 »

En supposant que les navires étudiés représentent la moyenne des différentes classes, et en appliquant les coefficients obtenus au tonnage français de 1896, on obtiendra le tonnage *réel de la marine marchande française* estimé *sur les bases* de 1887, soit :

Vapeurs..... 499404 × 1,272 = 635242 tonnes.
Voiliers..... 421462 × 1,18 = 497325 »

soit un accroissement décadaire de 27 pour 100 environ pour les vapeurs, et 1 pour 100 seulement pour les voiliers.

Veuillez admettre, Messieurs, que cette comparaison tend à prouver qu'il y a eu, pendant cette décade, un accroissement *très sensible* du tonnage français; cela ne vient guère à l'appui des commérages méprisants sur le déclin de la marine marchande de la France, si répandus, en général, en Angleterre, et à la vérité dans le monde entier.

Après cette petite digression dans le domaine de la statistique, qui justifie assez bien ce vieux paradoxe, qu'*en recourant aux statistiques, on peut prouver ce que l'on veut,* revenons au sujet de ces Notes.

Pour montrer plus clairement l'importance croissante des **déductions** accordées sur le gross-tonnage à diverses périodes, je place devant vous **les diagrammes** suivants :

1. Rapport du tonnage net au tonnage brut de tous les vapeurs britanniques en 1888-1898; **2.** Rapport du tonnage net au tonnage brut des vapeurs français immatriculés en 1882-1899; **3.** Rapport du tonnage net au tonnage brut des voiliers français immatriculés en 1882-1899; **4.** Rapport du tonnage net au tonnage brut des vapeurs britanniques immatriculés en 1895-1899.

Ces diagrammes montrent que (*voir* diagramme n° 1), rien que dans la période 1888-1898, le rapport de la jauge nette à la jauge brute est, pour les vapeurs anglais, descendu de 62,6 pour 100 à 61,1 pour 100. Je n'ai pu établir la même proportion pour la décade précédente, les statistiques anglaises antérieures à 1886 ne donnant pas la jauge brute.

Pour les voiliers anglais, le même rapport est tombé, pendant la même période, de 96,6 pour 100 à 93,6 pour 100, ce qui démontre que les voiliers anglais, en 1898, jouissaient de déductions presque doubles de celles qu'ils avaient onze ans auparavant.

Il est facile de voir ce que cela signifie au point de vue statistique. Si la flotte à vapeur de commerce anglaise était estimée sur les mêmes bases en 1898 qu'en 1888 on l'aurait trouvée plus considérable que ce que donnent les statistiques officielles, de $10\,829\,811 \times \frac{1,5}{100}$ tonnes, c'est-à-dire 162 447 tonnes, et elle apparaîtrait bien plus considérable encore, si l'on n'avait pas eu si largement recours, dans ces derniers temps, à l'exemption de mesurage pour les awning-decks et autres superstructures. Beaucoup de membres anglais, ici présents, seront sans doute satisfaits d'apprendre que l'énorme accroissement de la flotte marchande anglaise durant la dernière période *a été en réalité supérieur même aux chiffres fournis par les statistiques officielles.*

N'ayant pu totaliser l'ensemble du gross-tonnage des vapeurs et des voiliers français, pendant une période de longue durée, j'ai eu recours aux diagrammes (*fig.* 2 et 3) pour représenter le total du gross et net-tonnage des navires des deux catégories *immatriculés* en France pendant chacune des années 1882 à 1899.

Vous verrez que le rapport du net-tonnage au gross-tonnage des vapeurs immatriculés est tombé de 61,4 pour 100 en 1882 (proportion peu éloignée du rapport actuel de l'ensemble de la flotte à vapeur anglaise) à 46,3 pour 100 en 1899. Pour les voiliers français, le rapport est descendu de 90,3 pour 100 à 76,1 pour 100.

Mais, Messieurs, je vous avertis de ne pas comparer tels quels les diagrammes anglais et français, et à ne pas en tirer de conclusions. Ces diagrammes ne se rapportent pas exactement à la même chose, et ne doivent pas être comparés. Pour vous donner une sorte de tableau comparatif des modifications annuelles dans les deux pays du rapport visé ci-dessus, j'ai réuni dans le diagramme n° 4 les données correspondantes des vapeurs immatriculés en Angleterre durant chacune des années 1895 à 1899, d'où vous déduirez que le rapport en question a décru de 61,9 pour 100 à 60,9 pour 100, ou 1 pour 100 de la jauge brute, en cinq ans.

Un de mes amis, en voyant ces chiffres, prit une feuille de papier et se mit à calculer combien de temps il faudrait pour que les navires immatriculés annuellement dans chacune des flottes à vapeur, anglaise et française, eussent un net-tonnage nul; si j'ai bonne mémoire, il trouva que ce phénomène se produirait en France au bout de $\frac{46,3}{61,4 - 46,3} \times (1899 - 1881)$ années, c'est-à-dire après quelque 50 ou 60 ans. En Angleterre, la même transformation prendrait, prétendait-il, $\frac{60,9}{61,9 - 60,9} \times (1899 - 1894)$ années, soit environ 300 ans. Il ajouta que c'était une triste perspective pour les intérêts du commerce maritime anglais vis-à-vis de la concurrence étrangère, et qu'il faudrait y remédier.

Je n'ai jamais essayé de savoir s'il parlait sérieusement ou non, et personne ici, j'espère, ne me soupçonnera d'appuyer ses idées. Mais, laissant de côté cette réduction par l'absurde, je suis d'avis que l'état actuel de la question du jaugeage, particulièrement en France et en Angleterre, appelle un sérieux examen de la part de tous les intéressés.

J'espère que vous ne conclurez pas de ces Notes que je croie devoir attribuer la « décadence » actuelle de l'application du système Moorsom à quelque acte ou mesure, soit du Board of Trade, soit des autorités françaises compétentes pour le jaugeage. Au contraire, j'ai trouvé que les autorités officielles des deux côtés du détroit ont, dans bien des cas, fait tout leur possible pour prévenir les interprétations des lois de jaugeage en désaccord avec le principe fondamental de la méthode Moorsom, principe faisant du tonnage l'expression vraie de la grandeur ou volume du navire.

Je ne blâme pas davantage les armateurs et constructeurs de chercher, avec toute l'habileté possible, des procédés ingénieux pour obtenir de faibles tonnages, d'accord avec les divers Actes en vigueur, et les décisions interprétatives de ces Actes, dont la plupart ont été imposées aux autorités par des décisions judiciaires. Il n'est que raisonnable de penser que les hommes d'affaires tireront parti autant que possible des lois existantes pour réaliser des bénéfices.

La source de la confusion actuelle doit être cherchée autre part.

Je suis persuadé que les principales causes de la présente inégalité presque insupportable entre les navires de différentes nations, ou même battant le même pavillon, sont les suivantes :

En premier lieu, la loi originelle, ou code fondamental du système actuel international de jaugeage, le *British Merchant shipping* (*tonnage*) *Act* de 1854, ne s'est pas borné à poser le *principe* pur et simple du système, laissant aux autorités le soin de traduire ce principe en décisions techniques aussi conformes à son esprit que la pratique le permet. Au contraire, cet Acte est un recueil d'instructions techniques, indiquant des procédés de détail pour *jauger les navires tels qu'ils existaient il y a cinquante ans*. Je ne crois pas pouvoir mieux faire, pour mettre en lumière ce défaut de l'Acte de 1854, que de le comparer à une loi imaginaire contre le vol, qui ne contiendrait pas autre chose que des instructions sur l'armement et l'équipement des policemen, et la manière de poursuivre et d'arrêter les voleurs. Supposons, d'ailleurs, qu'une loi de cette espèce, promulguée peut-être il y a cent ans, soit appliquée dans tous ses détails conformément à ces prescriptions démodées; il pourra arriver que cette loi soit tout à fait inefficace contre les voleurs d'aujourd'hui, qui peuvent se servir de revolvers, de bicyclettes, de télégraphes et des autres commodités actuelles. La comparaison peut ne pas être bien probante, mais vous reconnaîtrez, j'en suis sûr, Messieurs, qu'une

cause sérieuse du présent état de confusion du système Moorsom doit être cherchée dans ce fait, que l'Acte original de 1854, qui, avec de légères modifications, est la loi actuelle de la Grande-Bretagne, est plutôt une instruction technique détaillée qu'une loi de principe.

En second lieu, l'interprétation de ces instructions et leur adaptation au développement de l'industrie des constructions navales n'ont pas été confiées à l'autorité, le Board of Trade, que l'on devait supposer pourvue des connaissances et de l'expérience pratique nécessaires en cette matière, mais bien aux tribunaux ordinaires, qui n'ont pas une expérience suffisante pour se former une opinion raisonnée sur des questions de détails de construction, d'un ordre purement technique et souvent très compliquées. En fait, les vues du Board of Trade, dans les questions de jaugeage, ont été souvent contestées devant les cours de justice, et, il est curieux de le constater, les décisions judiciaires ont, à peu d'exceptions près, été *contraires* au Board of Trade.

En troisième lieu, quand de temps en temps des modifications et amendements à l'Acte ont été présentés par le Board of Trade, pour le mettre mieux d'accord avec le principe Moorsom et le développement de la construction navale, c'est la Chambre des Communes qui a eu à prendre la décision finale.

Certes, je ne voudrais pas un instant contester la compétence et l'admirable capacité générale de ce corps. Mais pour ces questions de détails techniques, il serait impossible de trouver, même dans le grand nombre de membres du Parlement anglais, un nombre d'hommes experts en matière d'historique et de détails de jaugeage, suffisant pour constituer une Commission parlementaire. D'où il résulte que l'ingérence parlementaire dans la question du jaugeage a *presque toujours* laissé de côté les considérations de principe invoquées par le Board of Trade, et aussi par presque tous les experts indépendants, et a introduit dans la question un facteur tout à fait étranger à la détermination de la grandeur ou volume d'un navire. Ce facteur, qui est loin d'être nouveau, mais qui s'est montré le plus fort de tous, est le puissant intérêt économique des armateurs anglais, qui se sont toujours attachés, et il n'y a pas à s'en étonner, à avoir une puissante action sur l'opinion parlementaire de la Grande-Bretagne. L'idée soutenue en tout temps par les armateurs anglais, à peu d'exceptions près, sur la question du jaugeage, peut se résumer en cet aphorisme un peu vulgaire peut-être : « Au diable le principe, gardons seulement le bénéfice. »

Il serait difficile de les en blâmer. Si nous regardons le monde entier, nous voyons, dans tous les autres pays, les divers gouvernements employer de puissants moyens pour protéger et développer la marine marchande nationale. Il n'est donc que naturel que les armateurs anglais aient eu recours, en l'absence de primes, à tous les moyens pour protéger leurs intérêts contre

la concurrence sur mer. Ces moyens, et des moyens très efficaces, ils les ont toujours trouvés dans une interprétation largement libérale de la législation du jaugeage, et dans l'introduction graduelle de nouvelles facilités. Car tant que les autres pays n'ont pas généralement adopté les mêmes facilités, *les diverses modifications et interprétations des lois anglaises sur le jaugeage fonctionnent comme des subventions ou primes, protégeant le commerce maritime anglais contre la concurrence internationale.*

Ce n'est que récemment que des puissances maritimes, encore peu nombreuses à la vérité, ont compris cette phase de la question du jaugeage. Ainsi que je l'ai dit, l'empire d'Allemagne, se rendant indépendant pour la première fois de la Grande-Bretagne, prit l'initiative de l'introduction d'une « nouvelle facilité » par l'Acte de 1888. Et, comme je l'ai pleinement montré, la France a marché dans la voie des « nouvelles facilités de jaugeage », indiquée d'abord par la Grande-Bretagne; elle y a marché d'un pas qui a permis aux armateurs français de « déborder » même les Anglais dans ce genre particulier de concurrence. Naturellement ce résultat inattendu de la course au clocher pour l'abaissement du tonnage n'a pas causé peu de stupéfaction de l'autre côté de la Manche. Et cependant, ainsi que les réflexions précédentes le démontrent, ce résultat était une conséquence tout à fait naturelle de l'*intervention parlementaire dans la question du jaugeage.*

Une fois, il y a vingt ans, ainsi qu'il a été dit plus haut, un rapport sur le jaugeage a été fait en Angleterre, non par une Commission parlementaire, mais par une Commission royale, composée de manière à représenter équitablement, non seulement les intérêts purs et simples des armateurs, mais aussi les intérêts des ports et des docks, etc.; de plus, les idées du Board of Trade paraissent avoir été fidèlement représentées dans cette Commission. Le résultat fut une série de propositions justes et équitables, basées sur le système Moorsom; si elles avaient été adoptées, elles auraient certainement été pour un nombre considérable d'années la plus efficace des solutions de la question internationale du jaugeage. Mais beaucoup de ces propositions furent laissées de côté dans le travail parlementaire, qui aboutit au British Amendment Act du 26 août 1889, lequel règle actuellement le jaugeage en Angleterre.

* * *

Vous désireriez peut-être savoir, Messieurs, si après cette critique quelque peu étendue du présent état de la question du jaugeage, je n'ai pas à présenter quelque proposition ferme et positive pour la solution de ces difficultés?

Conformément aux idées exprimées ci-dessus, ma réponse sera principalement négative.

Je ne pense pas qu'on puisse résoudre la question du jaugeage d'une manière satisfaisante, tant que la réglementation qui s'y rapporte continuera à être discutée et votée par les parlements, grands corps où les intérêts exclu-

sifs des armateurs et l'idée de protection des armements nationaux contre la concurrence internationale ont une influence qui domine les connaissances plus ou moins vagues des membres appelés à voter.

Je pense que les recommandations de la Commission royale anglaise de 1880 sont encore dignes d'attention, tant au point de vue technique qu'à celui de l'uniformité et de l'équité dans le mode de jaugeage.

Mais, comme l'expérience de près d'un demi-siècle a démontré d'une manière indubitable que la manière dont a été traitée jusqu'ici la question du jaugeage en Angleterre a été très avantageuse, au point de vue de la concurrence maritime, aux armateurs anglais, et spécialement aux propriétaires de vapeurs (la seule exception à la règle étant la France), je ne pense pas que les Chambres du Parlement anglais abandonnent jamais leur droit d'intervenir dans la législation du jaugeage, et, par suite, je n'entrevois pas de solution finale et décisive des difficultés de la question.

Comme conclusion, je trouve que la seule ressource, pour les armateurs, les gouvernements et les corporations, sera de suivre, ainsi qu'ils le faisaient avant l'adoption du système de jaugeage dit *international*, l'avis contenu dans cette courte phrase d'un de mes distingués amis d'Angleterre, très au courant du présent état de choses :

« Eh bien ! les étrangers sont bien capables, je suppose, de défendre leurs intérêts eux-mêmes. »

Fig. 1

GRANDE-BRETAGNE.

Rapport du tonnage net au tonnage brut de tous les vapeurs britanniques en 1888-1898.

Proportions absolues :

Échelle : 1cm = 1 250 000 tonneaux.

L'espace hachuré indique la quantité absolue des déductions.

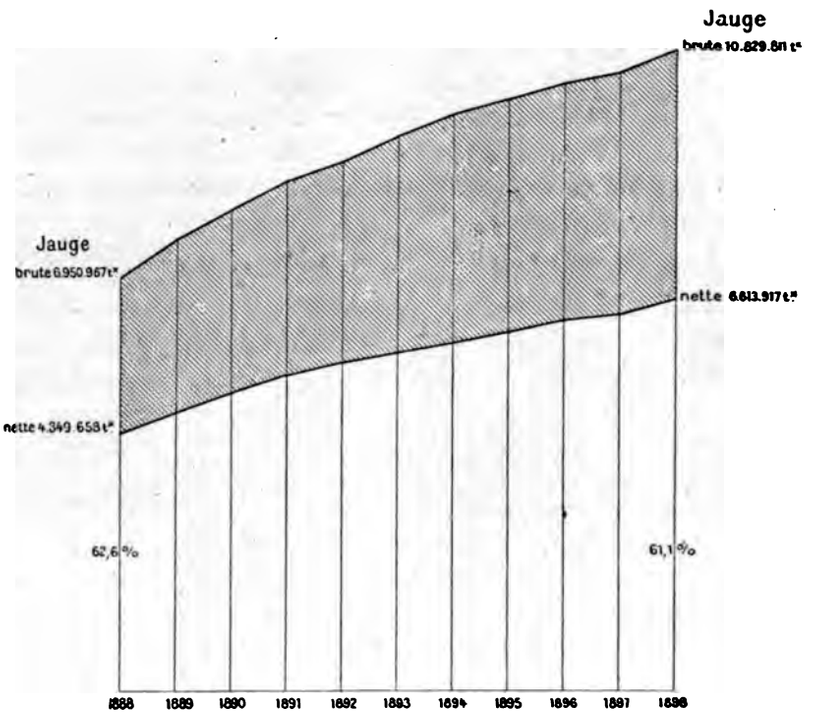


Fig. 2

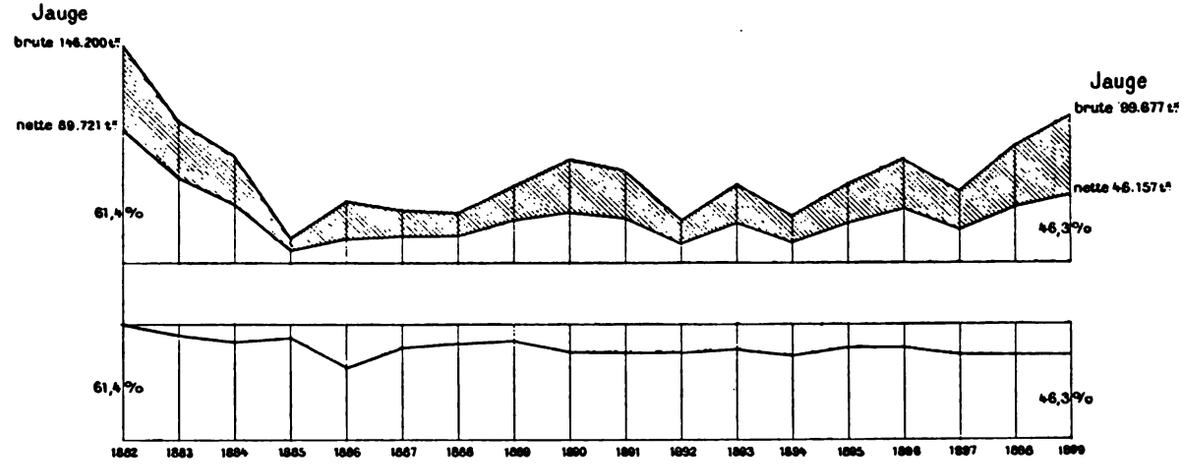
RÉPUBLIQUE FRANÇAISE.

Rapport du tonnage net au tonnage brut des vapeurs français immatriculés en 1882-1899.

Proportions absolues :

Échelle : 1cm = 50000 tonneaux.

L'espace hachuré indique la quantité absolue des déductions.



Proportions relatives au rapport existant en 1882.

La ligne droite indique le rapport de 1882 ou 61,4 pour 100.
La ligne brisée indique les changements du rapport depuis 1882.

Fig. 3.

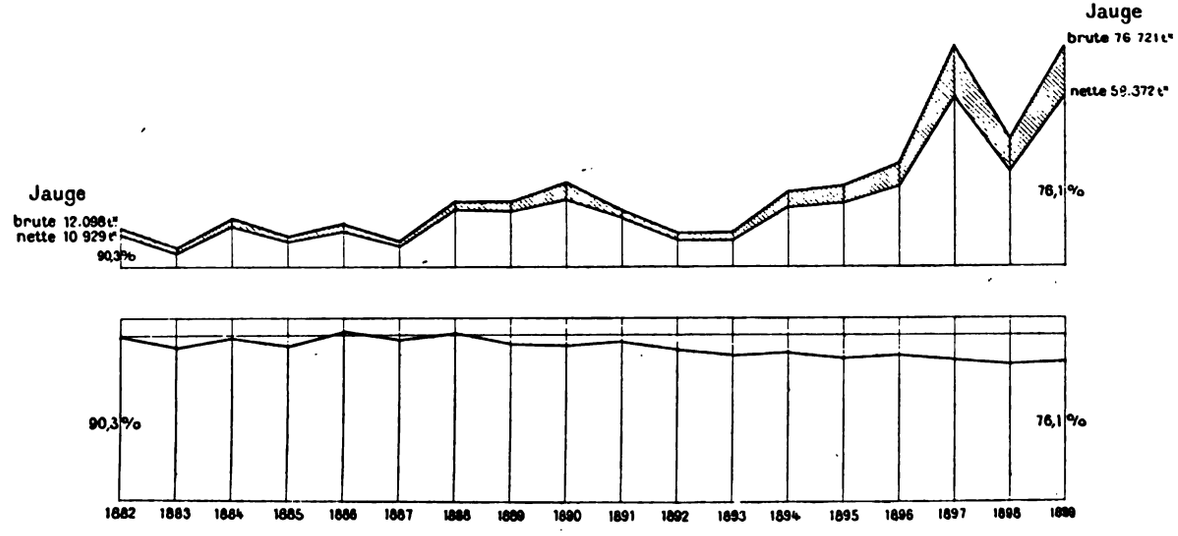
RÉPUBLIQUE FRANÇAISE.

Rapport du tonnage net au tonnage brut des voiliers français immatriculés en 1882-1899.

Proportions absolues :

Échelle : 1cm = 25000 tonneaux.

L'espace hachuré indique la quantité absolue des déductions.



Proportions relatives au rapport existant en 1882.

La ligne droite indique le rapport de 1882 ou 90,3 pour 100.
La ligne brisée indique les changements du rapport depuis 1882.

Fig. 4

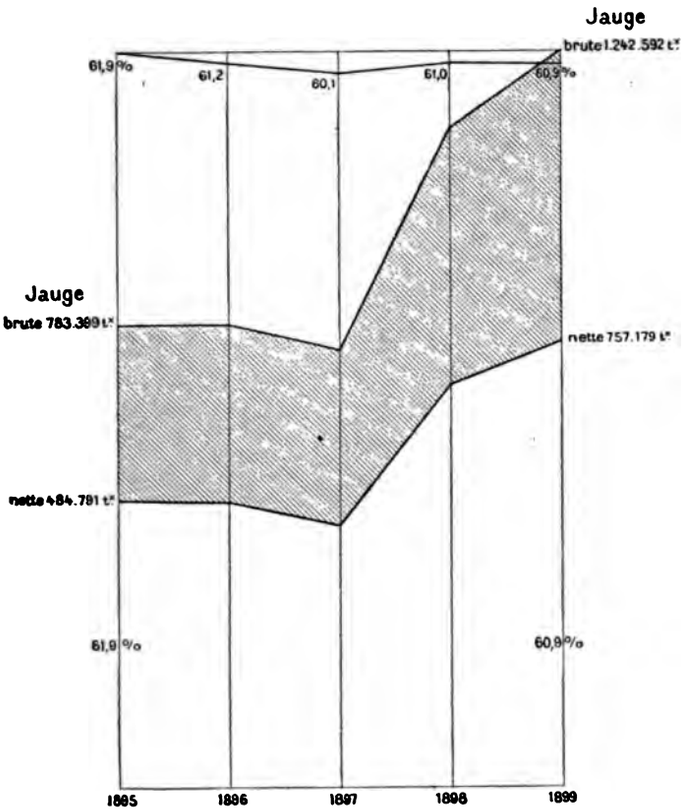
GRANDE-BRETAGNE.

ɔrt du tonnage net au tonnage brut des vapeurs britanniques immatriculés en 1895-1899.

Proportions absolues :

Échelle : 1cm = 125 000 tonneaux.

L'espace hachuré indique la quantité absolue des déductions.



Proportions relatives au rapport existant en 1895.

La ligne droite indique le rapport de 1895 ou 61,9 pour 100.
La ligne brisée indique les changements du rapport depuis 1895.

COMPTE RENDU DES EXPÉRIENCES

FAITES

SUR UN GÉNÉRATEUR NICLAUSSE

SPÉCIALEMENT CONSTRUIT PAR LA SOCIÉTÉ DES GÉNÉRATEURS INEXPLOSIBLES

BREVETS NICLAUSSE

POUR DÉTERMINER, AUX DIFFÉRENTES ALLURES DE COMBUSTION,
LA VAPORISATION DE CHACUN DES TUBES.
DÉDUCTION DE QUELQUES CONSIDÉRATIONS POUVANT ÊTRE UTILEMENT APPLIQUÉES
A L'ÉTUDE ET A LA CONSTRUCTION DES GÉNÉRATEURS MULTITUBULAIRES,

PAR M. DUGÉ DE BERNONVILLE,
Ingénieur de la Marine,
Ingénieur en chef des ateliers J. et A. Niclausse.

Notre intention n'est pas de prendre parti dans les discussions très intéressantes sur les diverses théories de la circulation dans les chaudières qui, depuis trois ou quatre ans, ont soulevé des controverses ardentes. Ces théories, à notre connaissance du moins, n'ont pas d'ailleurs conduit pratiquement à des modifications avantageuses des générateurs multitubulaires qui, au surplus, se construisent couramment depuis plus de vingt années, en donnant des résultats très satisfaisants au point de vue de l'utilisation.

Nous avons simplement voulu déterminer, par des expériences précises, les vaporisations de chacun des étages des tubes d'un générateur, en en employant un spécialement construit avec des tubes du système Niclausse, à une série d'allures de combustion par mètre carré de grille-heure variant de 50^{kg} à 300^{kg}. Nous avons ensuite déduit des résultats constatés quelques considérations générales qui semblent intéressantes et d'une application utile pour l'étude et la construction des générateurs multitubulaires.

Les expériences, comme celles que nous avons exécutées, faisaient complètement défaut, ainsi que le remarque M. l'Ingénieur de la Marine Brillié au début de sa remarquable étude sur l'étude de la vaporisation dans les

chaudières, étude dans laquelle, précisément en l'absence d'expériences, il calcule théoriquement l'utilisation respective des diverses parties du faisceau tubulaire d'un générateur multitubulaire, et obtient par le calcul des chiffres dont il est intéressant de rapprocher ceux que nous avons obtenus directement.

A notre connaissance, les seules expériences se rapportant à la question étaient celles dont M. Watt avait donné connaissance, dans un très intéressant Mémoire, le 26 mars 1896, à l'Association des *Naval Architects*. Il avait voulu déterminer les effets de l'inclinaison des tubes sur la vaporisation ainsi que la façon dont se comportent les différentes rangées du faisceau au point de vue de la production. Mais il avait opéré sur une chaudière très particulière, composée, pour ainsi dire, de deux chaudières : l'une comportant une seule rangée de tubes, et l'autre sept rangées de tubes.

Il ne pouvait, dans ces conditions, que déterminer isolément la vaporisation, de la première et de la dernière rangée; aussi fut-il obligé de fixer approximativement les productions des rangées intermédiaires.

M. Watt n'avait d'ailleurs opéré que pour une seule allure de combustion, et il était très intéressant de fixer les variations qui se produisaient à différentes allures.

De plus, chacun des tubes avait 1^{cm} de diamètre et 23^{cm} de longueur; ce n'était donc qu'un *petit modèle* de chaudière d'Allest et non une chaudière proprement dite.

Ceci explique les différences, simplement *quantitatives*, entre les chiffres relevés par M. Watt et par nous-mêmes dans des expériences précises et répétées, faites avec une véritable chaudière. Les résultats des deux séries d'expériences ne sont d'ailleurs nullement contradictoires, comme on le verra plus loin.

La chaudière qui a servi à nos essais était composée de douze collecteurs horizontaux, superposés les uns aux autres, indépendants les uns des autres; chaque collecteur était alimenté par un tuyau indépendant, qui prenait son eau dans un des douze compartiments d'une vaste caisse à eau placée en charge : ces douze compartiments étaient complètement isolés les uns des autres et portaient chacun un tube de niveau. Chaque collecteur possédait également un tuyau d'évacuation spécial pour la vapeur produite, lequel tuyau débouchait dans un compartiment spécial correspondant à celui de la prise d'eau de ce collecteur. Le tube de niveau de chaque compartiment permettait de maintenir une même hauteur d'eau constante dans chacun des douze compartiments de la caisse alimentaire et de mesurer le débit.

Les collecteurs horizontaux étaient munis exactement de tubes semblables à ceux que nous employons dans notre construction, c'est-à-dire que chaque tube bouilleur complet comprenait un tube vaporisateur et un tube intérieur de circulation; la lame avant des collecteurs recevait l'eau d'alimentation, et de la lame arrière se dégageait la vapeur formée entre les deux tubes. Tout

ce faisceau tubulaire, au-dessous duquel se trouvait une grille, était renfermé dans une maçonnerie en briques réfractaires.

Nous avions donc constitué, en somme, une chaudière du système Niclausse ordinaire, dans laquelle chacun des étages avait une vaporisation indépendante dont la valeur pouvait être déterminée d'une façon précise en pesant la quantité d'eau introduite au fur et à mesure de l'évaporation, dans le compartiment correspondant de la caisse à eau, de façon à y maintenir le niveau constant.

La durée de chaque essai était de huit heures, de manière à rendre aussi faibles que possible les erreurs d'observations.

Le rapport de la surface de chauffe à la surface de grille était de 30, chiffre fréquemment adopté pour les combustions ordinaires des chaudières, et particulièrement des chaudières marines pour grands navires.

La surface de chauffe de chacun des étages de tube était deux fois et demie la surface de grille. La première rangée et la deuxième rangée avaient donc ensemble cinq fois la surface de grille, la dixième et les précédentes, vingt-cinq fois, la douzième et les précédentes, trente fois.

Les essais ont été faits à des allures de combustion successives de 50^{kg}, 75^{kg}, 100^{kg}, 125^{kg}, 150^{kg}, 175^{kg}, 200^{kg}, 250^{kg} et 300^{kg} de charbon par mètre carré de grille-heure. Chacun d'eux a été effectué au moins deux fois par allures diverses de combustion. Dans chaque expérience, on déterminait avec le plus grand soin la quantité de charbon brûlé et l'eau vaporisée; on en déduisait, d'une façon très exacte, la vaporisation de chacun des étages de tubes et, de là, celle par mètre carré de surface de chauffe, puis la vaporisation pour cent de chacun des étages par rapport à la vaporisation totale.

Les chiffres obtenus dans ces différents essais nous ont permis de vérifier que, *quelle que soit l'allure de combustion, la vaporisation de chacun des étages garde sensiblement le même pour cent de la vaporisation totale.*

Ces chiffres présentent quelques *très faibles* différences provenant d'erreurs d'observations inévitables dans des expériences de ce genre, mais ils s'écartent infiniment peu d'un chiffre moyen pour chaque étage. La courbe n° 1 (*Pl. XIV*) a été établie en portant en ordonnées les valeurs de ces *pour cent.*

On remarquera que, si l'on totalise le *pour cent* des trois premières rangées qui, étant donnée la disposition en quinconce de nos tubes, correspondent à la surface de rayonnement de la grille, on obtient, pour une surface de chauffe de *sept fois et demie la surface de grille, une production qui est* 50 *pour* 100 *de la production totale.*

A partir de sept fois et demie, et en supposant la production de chaudière maximum avec une surface de chauffe ayant trente fois la surface de grille, il faut donc, pour obtenir les 50 derniers pour 100, vingt-deux fois et demie la surface de grille ou trois fois plus de surface de chauffe que pour obtenir les 50 premiers pour 100.

On constate, de plus, que la deuxième rangée donne une vaporisation qui est d'environ 70 pour 100 de celle de la première, que la troisième rangée

est d'environ 70 pour 100 de la deuxième, la quatrième environ 80 pour 100 de la troisième, et la cinquième environ 90 pour 100 de la quatrième, et, à partir de la sixième rangée qui correspond au rapport 15, alors que les cinq premières ont produit 65 pour 100 environ de la production totale, nous trouvons que le pour cent de vaporisation de chacune des rangées suivantes suit une progression géométrique décroissante dont la raison est de 0,913. Il est évident qu'à partir de cette sixième rangée, rapport 15, la température des gaz est telle que l'échange de température se fait dans des conditions bien moins favorables que pour les premières rangées et que pour les rangées suivantes, à partir de la sixième, l'abaissement de température est graduel, mais lent.

Cette progression géométrique de 0,913 étant établie, nous avons alors supposé que, pour un plus grand nombre de rangées de tubes (c'est-à-dire un plus grand rapport de surface de chauffe à surface de grille) que celui ayant servi à nos expériences, nous aurions la même progression géométrique (nous verrons que, par des expériences, ces suppositions ont été reconnues bien fondées).

Nous avons ensuite établi les courbes n°s 2 et 3, dans lesquelles les résultats directement obtenus ont été complétés par les chiffres qui correspondent à des rapports 37,5, 50 et 62,5 (on pourrait évidemment calculer les résultats intermédiaires).

La courbe n° 2 (*Pl. XV*) indique la *vaporisation par mètre carré de surface de chauffe à chacun des étages de tubes pour des allures de combustion variant de* 50^{kg} *à* 300^{kg} *de charbon par mètre carré de surface de grille.*

On voit par cette courbe que le vingtième étage (rapport 50) donnerait, à une combustion de 175^{kg} par mètre carré de grille, une vaporisation de 10^{kg} par mètre carré de surface de chauffe.

La courbe n° 3 (*Pl. XVI*) indique, pour des combustions variant de 50^{kg} à 300^{kg} par mètre carré de surface de grille, les vaporisations par kilogramme de charbon pour divers rapports de surface de chauffe à surface de grille.

Cette courbe n° 3 nous indique, *pour un rendement par kilogramme de combustible qu'on désire obtenir à une allure de combustion déterminée, quel est le rapport de surface de chauffe à surface de grille qu'il faut adopter:* elle indique également, pour les différents rapports et aux différentes allures, quel est le rendement thermique.

Nous avons fait ensuite des essais directs pour nous assurer de l'exactitude des chiffres ainsi trouvés et notamment de ceux qui avaient été obtenus par extrapolation au-dessus du rapport 30, ainsi que nous l'avons expliqué plus haut dans cette Note. Nous avons contrôlé ainsi l'exactitude de nos premières expériences et celle de nos déductions. Parmi les essais spéciaux dont nous parlons, nous citerons ceux qui ont été exécutés sous le contrôle de la Marine sur nos chaudières type torpilleur et, en particulier, celles qui ont été livrées pour le torpilleur de haute mer le *Téméraire*.

On constate, par les courbes nos 2 et 3 (*Pl. IV* et *XVI*), que les vaporisations des étages supérieurs diminuent très sensiblement quand on dépasse une certaine limite. Il ressort évidemment de ce fait cette vérité déjà connue qu'en pratique il n'y a pas lieu d'augmenter indéfiniment le rapport de surface de chauffe à surface de grille pour obtenir une meilleure utilisation, car, passé un certain rapport, il faut mettre une grande surface pour obtenir un faible rendement ou, autrement dit, les dépenses dans la construction ne correspondent pas aux bénéfices qu'on peut retirer de la meilleure utilisation du combustible.

En ce qui concerne les chaudières marines, cette augmentation aurait encore d'autres inconvénients au point de vue de l'encombrement, du poids, de l'élévation du centre de gravité, du volume occupé, etc.

Mais nos expériences précisent tout au moins qu'il est inutile, dans la plupart des cas, de chercher même à atteindre le rapport 50 indiqué par M. le Directeur du Génie maritime Bertin comme celui au delà duquel on ne gagne plus rien.

L'amélioration de rendement est très sensible jusqu'au rapport 35 et 40, mais il n'est guère utile d'aller au delà.

Pour réaliser sans augmentation de poids et dans le même encombrement ces rapports de surface de chauffe à surface de grille de 36, très supérieurs par conséquent au rapport 30, le plus souvent adopté dans la Marine, MM. Niclausse ont été conduits à adopter des faisceaux tubulaires mixtes (employés notamment dans la Marine militaire sur les cuirassés *Marceau* et *Suffren*), composés de trois rangées de tubes de 82mm à la partie inférieure et de dix rangées de tubes de 40mm à la partie supérieure.

L'avantage, résultant du développement de la surface de chauffe, vient d'ailleurs d'être mis très nettement en évidence par les résultats tout récents des essais de recette des canonnières de même type *Décidée* et *Zélée*. Les chaudières du premier bâtiment comportent des tubes de 82mm et vu les dimensions exiguës des chaufferies, on n'a pu adopter qu'un rapport de surface de chauffe à surface de grille de 25,4. Dans le même encombrement, on a pu loger dans les chaudières de la *Zélée* le rapport 31, grâce à l'adoption exclusive de tubes de 40mm, comme sur le croiseur *Fleurus* et le torpilleur *Téméraire*.

Nous rapprochons ci-dessous les résultats obtenus :

		Décidée, tubes de 82mm, rapport 25,4.	*Zélée*, tubes de 40mm, rapport 31.
Essai à 300 chevaux.....	6 heures	0,687	0,574
» à 600 »	24 »	0,767	0,727
» à 900 »	6 »	0,818	0,709

L'amélioration, très sensible dans l'utilisation, est bien en parfaite concordance avec les résultats de nos expériences.

Au surplus, pour rester dans certaines limites de surface de chauffe, une autre considération pratique qui a son importance, notamment pour les chaudières marines, c'est qu'il faut remarquer que les tubes ont d'autant plus de tendance à s'encrasser extérieurement que les gaz et l'eau sont plus froids. Si l'on augmente donc dans une très grande proportion le rapport de la surface de chauffe à surface de grille, c'est-à-dire le nombre d'étages, les tubes des rangées supérieures se recouvrent d'une couche isolante de suie. Il en résulte que, pratiquement après quelques heures de marche, cette partie perd de son efficacité et il faut procéder à des nettoyages très fréquents et très complets si l'on ne veut pas avoir fait un sacrifice inutile en acceptant cette augmentation de surface de chauffe.

Pour faire les essais dont il a été rendu compte, nous avons employé un charbon dont la puissance calorifique était de 8227 calories.

Le chiffre maximum de vaporisation par kilogramme de charbon qu'il était donc mathématiquement possible d'obtenir, sans tenir compte d'aucune perte, est de $12^{kg},915$.

Le Tableau suivant, qui est établi d'après nos essais, donne, pour quelques rapports de surface de chauffe à surface de grille et à diverses combustions par mètre carré de grille, les rendements pour cent de la vaporisation théorique :

Rapport surface-grille à surface de chauffe.	Combustions par mètre carré de grille-heure.								
	50^{kg}.	75^{kg}.	100^{kg}.	125^{kg}.	150^{kg}.	175^{kg}.	200^{kg}.	250^{kg}.	300^{kg}.
1/30.....	72	72	71,2	66,6	63,5	61,1	58	54,2	50,3
1/37,5.....	78,8	78,8	77,9	72,8	69,4	67,7	63,5	59,3	55,1
1/50.....	86,7	86,7	85,7	80,1	76,5	73,7	69,9	66	60,5
1/62,5.....	91,7	91,7	90,5	84,8	80,8	78	74	69,3	64,3

En nous reportant à ce que nous disions page 172, au sujet de la progression géométrique 0,913, il est évident que, si nous obtenons la même sur un certain nombre d'étages de tubes, cela vient de ce que la température des gaz étant faible, l'échange de température entre l'eau et ces gaz est également faible en raison du peu d'écart de ces températures : cette progression se modifierait si l'on atteignait des rapports très élevés et absolument inapplicables dans la pratique. Si le rendement pouvait être de 100 pour 100 pour un charbon d'un nombre déterminé de calories, une fois la vaporisation correspondante atteinte, la courbe deviendrait évidemment parallèle à la ligne des abscisses.

On peut remarquer que les chiffres que nous avons relevés diffèrent un peu de ceux que M. Watt avait obtenus dans les expériences rappelées au début de cette Note. Ils diffèrent également de ceux que M. l'Ingénieur Brillié avait déterminés par le calcul.

Mais ils ne sont nullement en contradiction, ils font ressortir seulement qu'on avait exagéré l'importance de la vaporisation relevée dans la première rangée des tubes.

D'après les seules expériences de M. Watt, on supposait, en effet, que la première rangée des tubes frappés par la flamme pouvait fournir à elle seule 0,60 de la production totale de vapeur.

Nos expériences montrent que la première rangée fait simplement 22,3 pour 100, la deuxième 14,8, la troisième 10,84, la quatrième 8,57, etc.

Nos dispositions de faisceaux sont telles que le quinconçage des tubes des différentes rangées permet de considérer sensiblement les trois premières rangées, et tout au moins les deux premières, comme exposées assez complètement au rayonnement du foyer pour constituer la surface de chauffe directe, mais, même en totalisant ces trois premières rangées, elles ne font encore que 50 pour 100 environ de la vaporisation totale.

Les calculs de M. Brillié, pour un générateur d'ailleurs de type nettement différent du nôtre, faisaient ressortir 30 pour 100 pour la première rangée, 25 pour 100 pour la deuxième et 12,5 pour la troisième rangée, soit au total 0,67 pour 100 pour les trois premières rangées d'une chaudière qui en comportait 8.

Si l'on considère la disposition en quinconces des tubes de notre faisceau, on remarque que les tubes de la première et de la deuxième rangée peuvent être considérés comme n'en faisant qu'une seule *sinueuse*, ceux de la troisième et de la quatrième peuvent également être considérés comme n'en faisant qu'une. Dans ces conditions, la *première rangée complète* (composée des rangées n°s 1 et 2) aurait une vaporisation de 37,10 pour 100, la *deuxième rangée complète* (composée des rangées n°s 2 et 4) aurait une vaporisation de 19,41 pour 100, soit sensiblement la moitié de celle de la première rangée. Le total des deux premières rangées complètes donnait 56,51 pour 100, alors que les chiffres de M. Brillié donneraient 55 pour 100.

Cette concordance est remarquable. On en peut déduire que les conclusions tirées des résultats expérimentalement obtenus avec un générateur de notre type sont d'une application générale.

Il n'est pas sans intérêt de constater que la partie inférieure de la chaudière n'est pas condamnée à faire un effort *tellement supérieur* à celui des autres parties qu'il en devienne, théoriquement, si particulièrement sujet aux avaries, comme M. Watt l'avait conclu.

L'expérience acquise en service courant ne faisait d'ailleurs reconnaître *en aucune manière* la fatigue exceptionnelle qui résulterait d'une surproduction relative aussi considérable pour les tubes de la rangée inférieure des générateurs Niclausse, qui ont supporté (essais officiels des chaudières du *Téméraire*) des combustions de 400^{kg} par mètre carré de grille-heure et ont donné des productions de 150^{kg} et 170^{kg} de vapeur par mètre carré de surface de chauffe pour les rangées inférieures sans trace de fatigue.

Résumé et conclusions.

En résumé, nous avons construit une chaudière du système Niclausse dans laquelle chaque étage de tubes avait une alimentation et une évacuation de vapeur distinctes. Nous avons procédé à une série d'expériences dans lesquelles la vaporisation respective de chaque étage était mesurée avec soin. Ces essais ont tous été repris au moins deux fois pour chaque allure de combustion, à savoir : 50^{kg}, 75^{kg}, 100^{kg}, 125^{kg}, 150^{kg}, 175^{kg}, 200^{kg}, 250^{kg} et 300^{kg} de charbon par mètre carré de grille-heure.

Le rapport de surface de chauffe à surface de grille était de 30, chaque étage de tubes avait une surface de chauffe égale à deux fois et demie celle de la grille.

Avec les résultats constatés, nous avons établi les courbes ci-annexées, d'où l'on peut déduire les lois suivantes :

Pour une chaudière ayant un rapport de surface de chauffe à surface de grille déterminée, quelle que soit l'allure de combustion, la vaporisation de chacun des étages garde sensiblement le même pour cent de la vaporisation totale.

Les vaporisations pour cent de chacun des douze étages de la chaudière expérimentée sont : 22,3; 14,8; 10,84; 8,57; 7,43; 6,74; 6,14; 5,59; 5,01; 4,56; 4,15; 3,78.

Les trois rangées inférieures qui reçoivent directement le rayonnement du foyer et qui représentent sept fois et demie la surface de grille, fournissent sensiblement 50 pour 100 de la production totale.

La 2e rangée	donne une	vaporisation	qui est les	70	pour	100	de celle de la 1re.
La 3^{e}	»	»		70	»	100	» la 2e.
La 4^{e}	»	»		80	»	100	» la 3e.
La 5^{e}	»	»		90	»	100	» la 4e.

Les sixième, septième, huitième, neuvième, dixième, etc., ont des vaporisations décroissantes comme les termes d'une progression de raison 0,913.

Sauf des cas très exceptionnels, il n'y a pas intérêt à rechercher les rapports de surface de chauffe à surface de grille supérieurs à 40.

Les courbes, établies d'après les résultats d'expériences, permettent :

1° De déterminer la vaporisation par mètre carré de surface de chauffe à chacun des étages de tubes et aux différentes allures de combustion ;

2° Pour un rendement par kilogramme de combustible qu'on désire obtenir à une allure de combustion déterminée, de fixer le rapport de surface de chauffe à surface de grille qu'il convient d'adopter.

ÉTUDE SUR LES CHAUDIÈRES,

PAR M. MONTUPET,
Ingénieur-Constructeur.

PREMIÈRE PARTIE.

CIRCULATION AUTOMATIQUE DE L'EAU DANS LES CHAUDIÈRES.

Depuis que les chaudières multibulaires ont été adoptées par les marines militaires, on a reconnu les avantages de la circulation de l'eau au point de vue de sa vaporisation, et les inventeurs et constructeurs se sont ingéniés à trouver des dispositions donnant les meilleurs résultats.

On a obtenu des types de chaudières marines à tubes d'eau ayant des vaporisations considérables par mètre carré de surface de chauffe, mais on a pour ainsi dire complètement délaissé les autres chaudières employées dans la marine et dans l'industrie.

Nous avons cherché à établir dans ces chaudières des circulations analogues à celles obtenues dans les chaudières à tubes d'eau, et nous avons utilisé pour cela la production et le dégagement de la vapeur en nous basant sur les considérations suivantes.

Lorqu'une bulle de vapeur se forme sur la paroi d'une chaudière dans laquelle il n'y a pas de circulation, cette bulle isole le métal du contact de l'eau, et ne se détache de ce métal et ne s'élève, que lorsque sa force élastique est suffisante pour qu'elle puisse traverser la masse d'eau placée au-dessus d'elle.

Elle reste donc en contact avec le métal, et est chauffée tout le temps qui lui est nécessaire pour l'augmentation de son volume et de sa force élastique, et, comme cette vapeur est un corps mauvais conducteur de la chaleur, elle s'oppose à la transmission de la chaleur du foyer ou du métal à l'eau.

En se dégageant, cette bulle surchauffée et dilatée, qui n'a aucune adhérence avec l'eau, peut se réunir à d'autres pour former un volume plus ou moins grand, mais en traversant l'eau, elle ne produit qu'un déplacement latéral sans aucun entraînement appréciable de cette eau. La vaporisation se fait par remplacement.

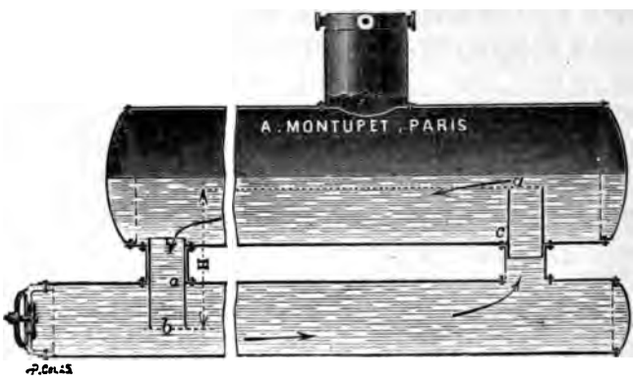
Au contraire, dans une chaudière à vapeur où il existe une vive circulation de la masse d'eau, les bulles de vapeur à l'état vésiculaire sont entraînées par l'eau en mouvement aussitôt qu'elles sont formées, et elles sont remplacées d'une manière continue par d'autres, qui les suivent dans le courant d'eau tant que le métal est suffisamment chauffé.

L'eau, qui est un corps bon conducteur de la chaleur, mouille ainsi constamment les parois chauffées tout en entraînant les bulles de vapeur produites, de sorte qu'il y a transmission beaucoup plus rapide et meilleure de la chaleur du foyer à l'eau à vaporiser, sans aucune surchauffe du métal ni de la vapeur, puisque la production des bulles de vapeur est d'autant plus ou moins grande que la chaleur du foyer est plus ou moins élevée.

Les bulles de vapeur produites dans ces conditions se mélangent intimement à l'eau au fur et à mesure de leur formation, et l'on obtient un fluide, dont la densité est très sensiblement inférieure à celle de l'eau de la chaudière, fluide qui se meut d'autant plus rapidement que sa densité est plus légère, c'est-à-dire qu'il y a plus de bulles de vapeur en suspension, ou que la vaporisation est plus grande. Il suffit donc de donner des directions convenables à ces fluides de densités légères pour obtenir des circulations dans les chaudières, et c'est en appliquant ces principes aux différents types, en établissant à l'intérieur des chaudières des colonnes de dégagement de ces fluides, c'est-à-dire des colonnes de densités légères, que nous avons obtenu les résultats cherchés.

Prenons, par exemple, la chaudière à bouilleurs représentée *fig.* 1, dont

Fig. 1.



nous prolongeons la communication avant dans l'intérieur du bouilleur, jusqu'en *b* et la communication arrière, dans l'intérieur du corps de chaudière jusqu'au niveau moyen de l'eau, jusqu'en *d*.

Toute la vapeur qui sera produite dans le bouilleur se dégagera par la communication arrière, dans laquelle nous aurons ainsi un fluide formé de vapeur

et d'eau, dont la densité moyenne sera très sensiblement inférieure à l'eau ne renfermant pas de bulles de vapeur.

Si la densité de cette colonne légère est, par exemple, des $\frac{8}{10}$ de celle de l'eau de la chaudière à la température de marche, il ne pourra y avoir équilibre entre la colonne d'eau de hauteur H qui descend dans le bouilleur et la colonne légère qui se dégage en *cd*, qu'autant que cette dernière sera plus élevée que la première d'environ $\frac{2}{10}$; mais, comme ces deux colonnes ont la même hauteur, il en résulte que la force ascensionnelle de la colonne légère correspondra à une hauteur de charge égale aux $\frac{2}{10}$ de la hauteur H.

En évaluant approximativement la production de vapeur du bouilleur, et en se basant sur les données ci-dessus, on trouve que la communication arrière peut débiter, dans une heure, un volume d'eau considérable, représentant plus de 100 fois celui de toute l'eau de la chaudière.

Il suffit donc, dans les différents types de chaudières, de canaliser la vapeur, et de créer des colonnes de dégagement d'eau et de vapeur de sections convenables, pour obtenir une vive circulation de toute la masse d'eau de ces chaudières.

Les sections des colonnes légères sont proportionnelles aux puissances des chaudières et aux hauteurs de charges, tout en étant limitées, car elles suppriment toute circulation lorsqu'elles sont trop petites ou trop grandes.

C'est en nous basant sur ces considérations que nous avons établi les dispositifs produisant une circulation de l'eau dans toutes les chaudières dont nous donnons les dessins plus loin.

Avantages de la circulation.

La circulation donne une vaporisation plus rapide de l'eau et, par suite, une économie très sensible de combustible.

Elle permet aussi d'augmenter, dans une très forte proportion, la vaporisation d'une chaudière, par suite de la meilleure transmission de la chaleur du foyer au travers du métal, et cela sans crainte aucune de surchauffe de ce métal, puisque l'eau en mouvement vient se renouveler constamment sur les parois chauffées pour enlever les calories contenues dans le métal, et que la circulation et la vaporisation sont d'autant plus vives que le foyer placé sous la chaudière est plus actif.

La circulation a encore un avantage considérable qui est de maintenir les sels calcaires en suspension dans l'eau en mouvement, et d'en empêcher le dépôt pour former des incrustations dangereuses. L'eau d'alimentation, à son arrivée dans la chaudière, est entraînée par le courant qui y existe et, lorsqu'elle se vaporise en se séparant des sédiments ou sels calcaires qu'elle contient, ceux-ci restent, à l'état de boues, en suspension dans la masse d'eau et la circulation les empêche de se déposer sur les parois chauffées.

Lors des arrêts journaliers de la chaudière, les boues se déposent dans les

parties inférieures, au fur et à mesure du ralentissement de la circulation, et, à la remise à feu, elles sont reprises et entraînées par l'eau en mouvement jusqu à l'arrêt définitif. Il suffit donc de faire des extractions en temps utile et en rapport avec la nature de l'eau d'alimentation, pour conserver les chaudières en parfait état de propreté. Lorsque ces extractions sont insuffisantes et que l'eau arrive à être trop chargée ou à être saturée, les carbonates de chaux, dont l'adhérence est très faible, se déposent et les sulfates restent à l'état de boues.

La circulation évite les dépôts calcaires sur les parois les plus chauffées, c'est-à-dire qu'elle supprime les coups de feu; et elle localise ces dépôts dans les parties où il n'existe pas de circulation, ou qui ne sont pas chauffées et ne présentent aucun risque d'accident. En ayant soin de faire des extractions journalières suffisantes pour empêcher la saturation, on peut, avec la circulation, éviter l'épuration préalable de l'eau d'alimentation.

Une particularité très curieuse de nos dispositifs de circulation, c'est de servir d'appareils de sécurité contre les accidents dus au manque d'eau dans les chaudières. Lorsqu'en effet l'orifice de dégagement d'eau et de vapeur vient à se découvrir par suite d'un manque d'eau, la circulation s'arrête presque aussitôt, et la vaporisation de la chaudière diminue en même temps. Les appareils alimentés de vapeur par la chaudière continuant à dépenser la même quantité de vapeur, il se produit, dans la chaudière, une baisse de pression, et dans les appareils une diminution de vitesse ou de rendement, qui montrent immédiatement la situation anormale de la chaudière. La vaporisation se fait alors par remplacement, dans les conditions des chaudières ordinaires et sans qu'il y ait rien à craindre.

Enfin, la circulation supprime les entraînements d'eau, en maintenant la vapeur à l'état vésiculaire en suspension dans l'eau en mouvement, pour ne la laisser dégager qu'après sa sortie des colonnes motrices, sur tout le plan d'eau des chaudières, et en supprimant les dégagements tumultueux produits par les bulles de vapeur surchauffées.

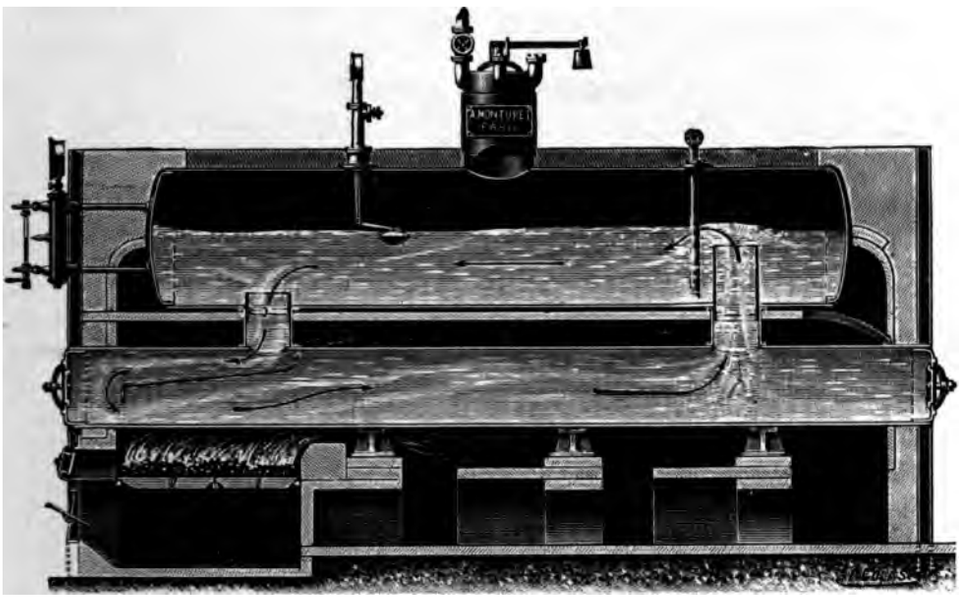
Nous représentons *fig.* 2 les dispositions que nous employons pour créer dans les chaudières à bouilleurs avec réservoir supérieur une circulation tellement rapide, que le niveau de l'eau dans le corps de chaudière est représenté sur les côtés par des lignes fortement ondulées, avec indication d'un remous assez prononcé contre le fond avant, au lieu de l'être par deux lignes horizontales, comme cela existe dans les chaudières ordinaires.

Nous plaçons dans chaque bouilleur une cloison en tôle au-dessous de la communication d'avant, pour amener l'eau à l'entrée du bouilleur et à la partie inférieure, et nous prolongeons chaque communication d'arrière jusqu'au niveau de l'eau dans le corps supérieur, ce qui donne la plus grande hauteur possible à la colonne ascensionnelle d'eau et de vapeur.

Dans les chaudières ainsi établies, on obtient des vaporisations aussi

grandes et aussi économiques que dans les chaudières multitubulaires, et l'on peut doubler la puissance des chaudières existantes, tout en supprimant

Fig. 2.



les causes de fatigue ou de surchauffe du métal. Les dépôts calcaires se font au fond des deux bouilleurs. Elles sont accessibles dans toutes leurs parties et très facilement nettoyables.

Les vitesses de l'eau étant proportionnelles aux carrés des hauteurs, les circulations sont d'autant plus vives que la hauteur de charge est plus grande, et il y a avantage à donner le plus de hauteur possible aux chaudières.

Nous croyons inutile de donner dans cette communication les dessins des applications de nos appareils aux différentes chaudières industrielles, et nous les limiterons aux chaudières employées dans la marine : les chaudières à tubes Field verticaux, les chaudières multitubulaires, les chaudières à foyers intérieurs et les chaudières types locomotives.

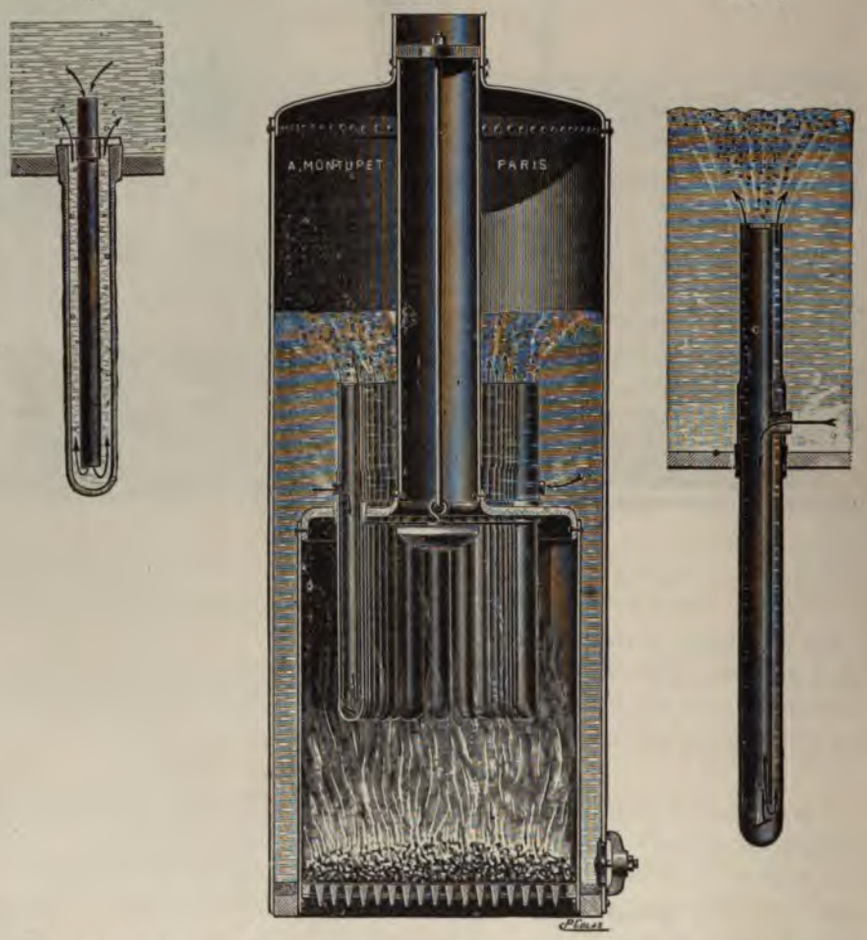
Chaudières à tubes Montupet à circulation intensive.

Dans les tubes Field ordinaires, *fig.* 3, il existe bien une circulation de l'eau à vaporiser, mais cette circulation est très limitée et elle ne donne que des résultats tout à fait insuffisants.

La descente de l'eau au bas du tube vaporisateur est en effet contrebalancée par le dégagement de la vapeur produite au fond de ce tube, et sa

vitesse est sensiblement réduite de ce fait; de plus, l'eau qui descend dans le tube central est celle qui sort du tube vaporisateur, et qui contient des bulles de vapeur qui en diminuent la densité et la vitesse, de sorte qu'il y a là deux causes qui contribuent à diminuer considérablement la vaporisation des tubes Field.

Fig. 3. Fig. 5. Fig. 4.



Nos tubes, *fig.* 4 et 5, suppriment ces inconvénients et leur prolongement jusqu'à la hauteur du niveau le plus bas de l'eau dans la chaudière vient encore augmenter très notablement la vitesse de dégagement de l'eau mélangée de vapeur et par suite de la circulation et la vaporisation de l'eau.

La chaudière Field ordinaire avec tubes de 60^{mm} de diamètre, établie et fonctionnant dans les conditions les plus économiques, vaporise environ 16^{kg} d'eau par mètre carré de surface de chauffe, et au maximum 5^{kg},800 d'eau par kilogramme de charbon brut; la chaudière établie avec nos tubes de même diamètre et de même longueur vaporise de 25^{kg} à 36^{kg} d'eau par mètre

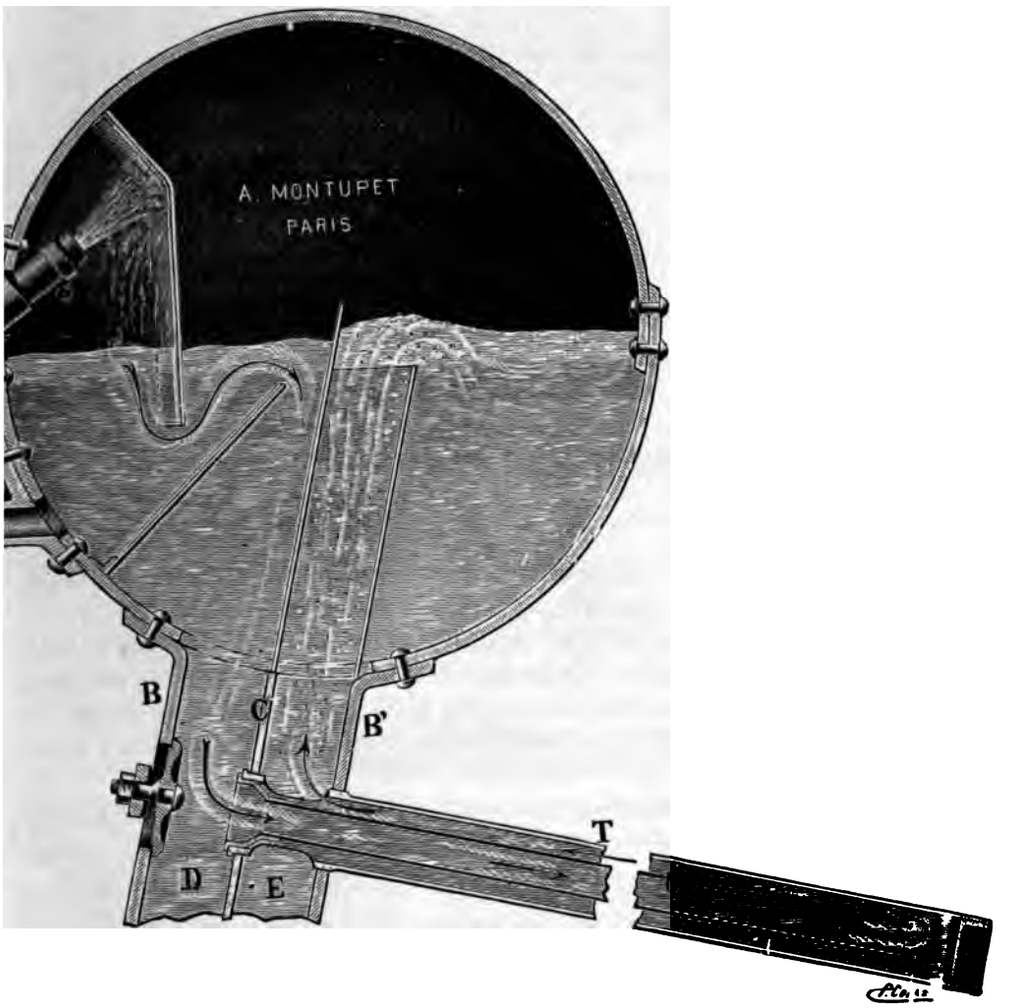
carré de surface de chauffe et $6^{kg},300$ au moins d'eau par kilogramme de charbon.

Nos tubes se montent et se démontent aussi facilement que les tubes Field ordinaires, ils s'appliquent à toutes les chaudières existantes et ils suppriment les accidents dus au manque d'eau, ainsi que nous l'avons expliqué précédemment.

Chaudières multitubulaires.

Nos appareils s'appliquent de la manière la plus simple aux chaudières multitubulaires de tous systèmes en prolongeant par des parties mobiles les

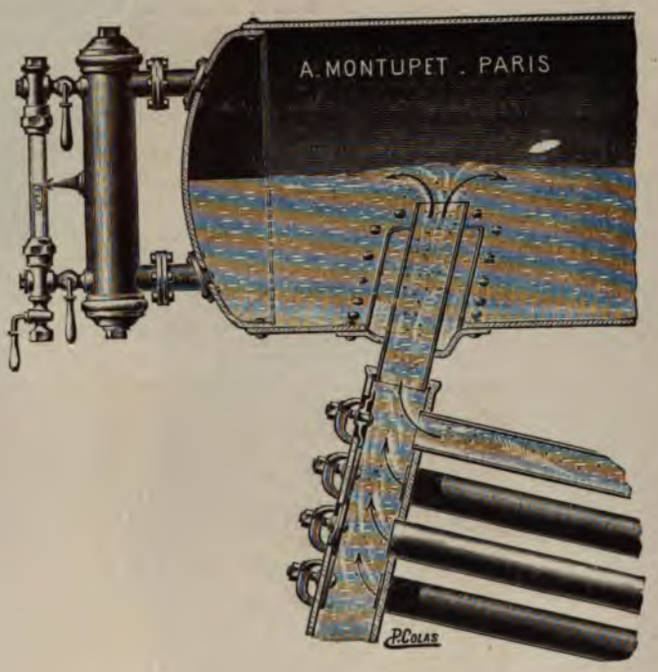
Fig. 6.



orifices de dégagement d'eau et de vapeur jusqu'au niveau du réservoir supérieur, ainsi que cela est représenté (*fig.* 6 et 7). Nous obtenons ainsi une

augmentation très sensible de la vitesse de circulation de l'eau dans leschaudières et, par suite, une plus grande vaporisation ou une économie de combustible.

Fig. 7.



Chaudières marines, type Amirauté, de la Marine francaise.

L'application de la circulation dans ces chaudières se fait suivant le dessin (*fig.* 8), dans lequel l'eau et la vapeur se dégagent par des orifices ayant presque toute la longueur de la chaudière, et dont les retours d'eau se font sur les côtés et à l'arrière. Toute la masse d'eau de la chaudière est ainsi mise en mouvement, et l'on obtient une égale température dans toutes les parties, en même temps qu'on évite les dépôts calcaires, et qu'on a une vaporisation plus rapide et plus économique.

La circulation permet d'utiliser l'eau de mer directement dans l'alimentation des chaudières en faisant les extractions nécessaires.

Chaudières locomotives et locomobiles à circulation.

La *fig.* 9 représente l'application de nos dispositifs de circulation aux foyers des chaudières locomotives employées dans la Marine ou dans les Chemins de fer, dans lesquels la combustion est poussée jusqu'à 500^{kg} environ par mètre carré de grille et par heure. La vaporisation se faisant par remplace-

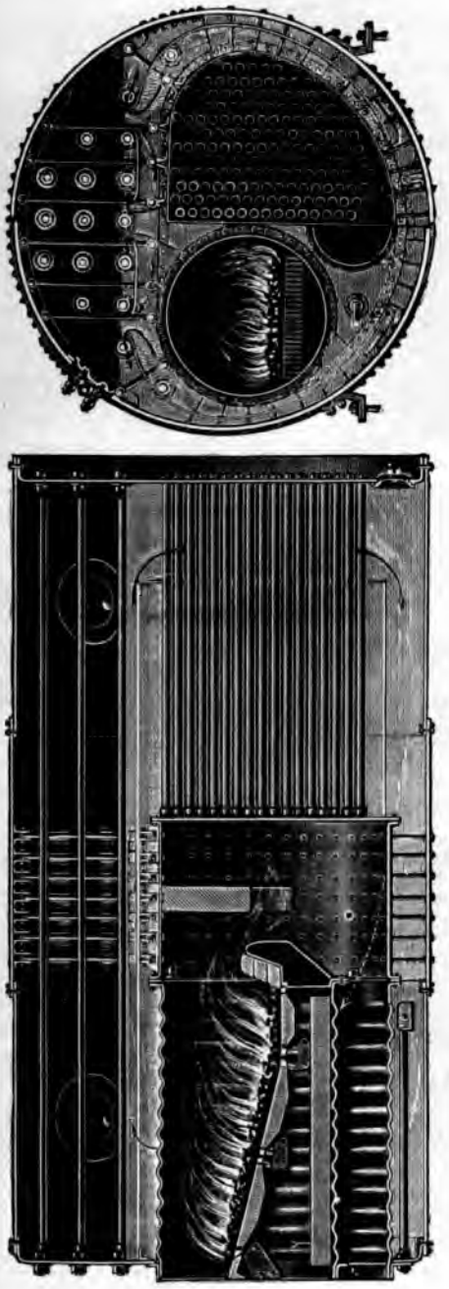


Fig. 8.

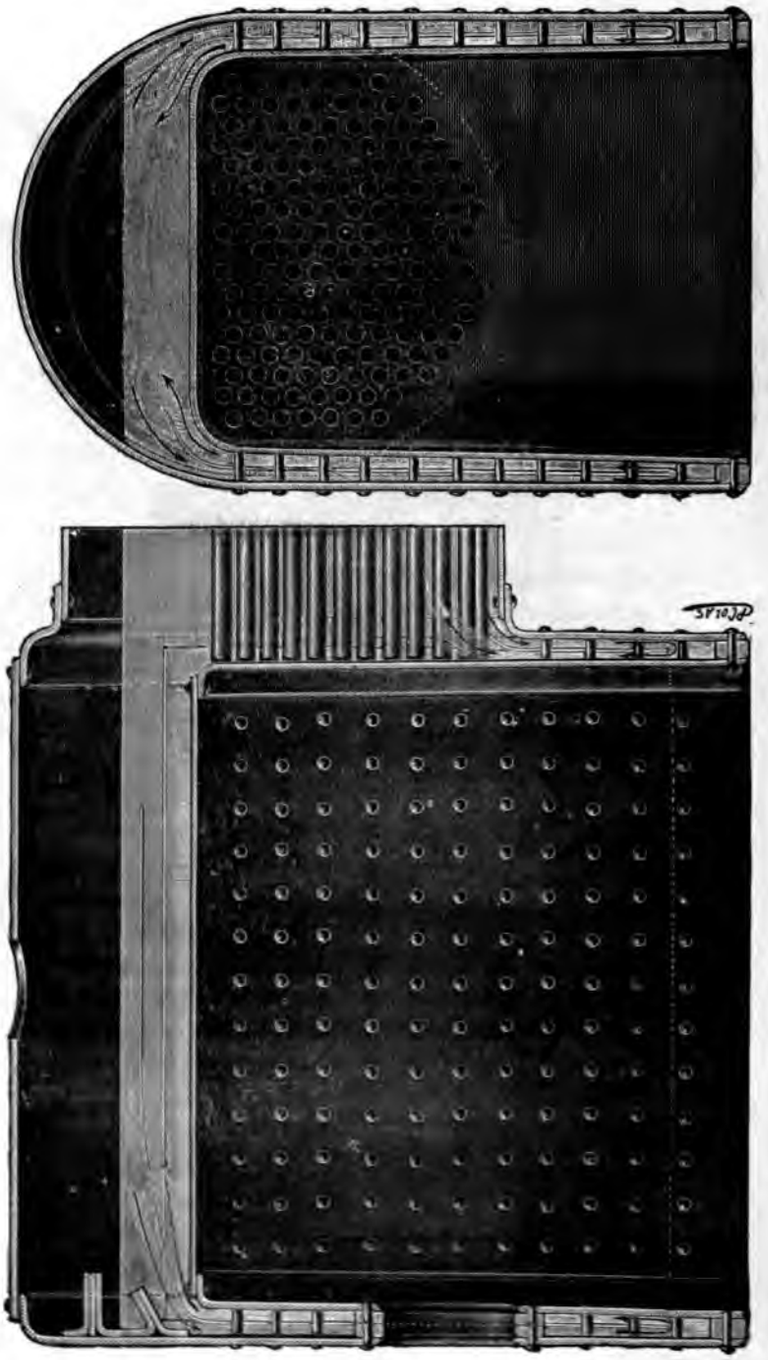


Fig. 9.

ment dans les foyers ordinaires, on n'utilise qu'une partie de la chaleur rayonnante tout en surchauffant le métal du foyer, qui se trouve forcément hors de service dans un temps relativement court.

Nos dispositifs de circulation assurent une transmission parfaite de la chaleur du foyer au travers du métal, évitent sa surchauffe et assurent la durée du foyer tout en donnant une meilleure utilisation du combustible et une plus grande vaporisation. Ils suppriment les dépôts calcaires au-dessus des foyers.

Dans toutes ces applications, la condition indispensable et capitale pour obtenir un bon fonctionnement est d'avoir des colonnes de dégagement de fluides de densités légères parfaitement fermées, et bien isolées des colonnes de retour d'eau; les sections doivent en outre être en rapport avec les volumes des fluides déplacés.

Ainsi que nous l'avons expliqué, les avantages assurés par ces circulations sont considérables et nous les résumons dans les lignes suivantes :

Résumé des avantages.

Suppression des dépôts calcaires et des coups de feu.

Suppression des réservoirs de vapeur dans les parties chauffées et des entraînements d'eau.

Conservation des chaudières et plus grande durée.

Sécurité en cas de manque d'eau.

Augmentation considérable de la puissance des chaudières.

Économie importante de combustible.

Suppression des dilatations inégales et des fuites qui en résultent.

DEUXIÈME PARTIE.

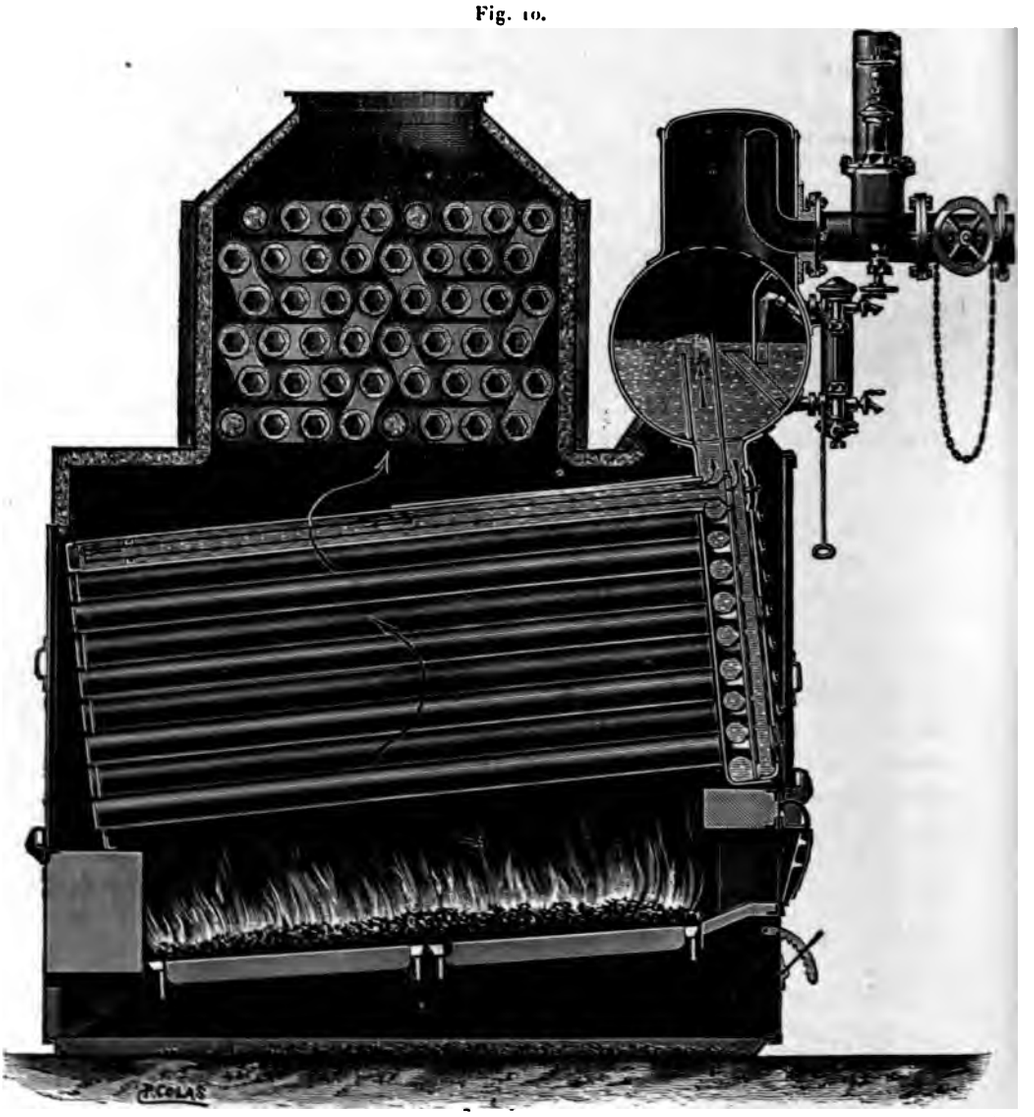
CHAUDIÈRE MARINE A TUBES DE CIRCULATION A DILATATIONS LIBRES.

Cette chaudière est à tubes d'eau à circulation intérieure et à dilatation, libres, et elle se compose d'un réservoir supérieur d'eau et de vapeur surmontant un caisson en tôle portant le faisceau tubulaire vaporisateur, lequel est placé dans une enveloppe en tôle qui contient le foyer et est surmonté d'un réchauffeur d'eau d'alimentation (*fig.* 10 et 6).

Le caisson ou coffre en tôle forgée BB', placé sous le réservoir d'eau et de vapeur (*fig.* 6), est divisé en deux compartiments D et E par une cloison C

et les tubes vaporisateurs T, inclinés à 6° environ, sont fixés dans la cloison C et la plaque arrière du caisson. Ces tubes portent à leurs extrémités avant

Fig. 10.



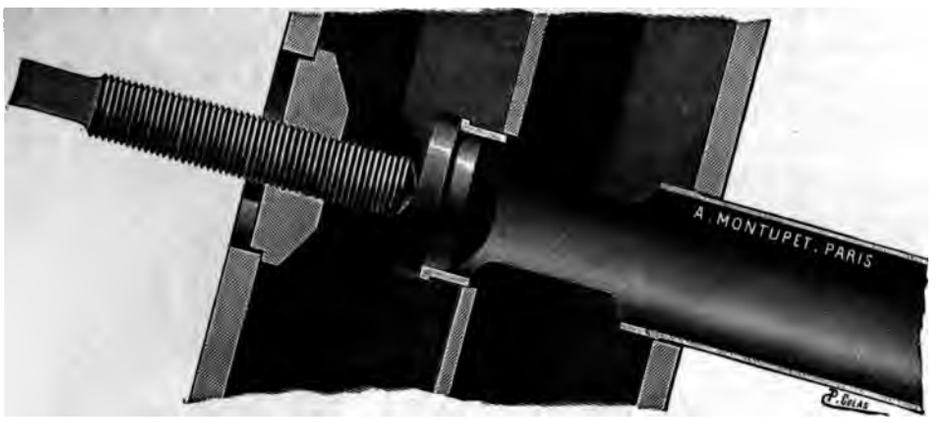
deux parties coniques formées par le refoulement du métal du tube, qui font joints dans les trous fraisés aux mêmes cônes de la cloison et de la plaque arrière, et ils ont entre ces parties coniques deux larges ouvertures assurant le dégagement et la circulation de l'eau et de la vapeur (*fig.* 6).

Les tubes sont ainsi fixés en deux points, de manière à avoir la plus grande rigidité pour résister en toute sécurité à tous les chocs et aux plus grandes variations de la combustion et de la vaporisation.

Ils sont posés par simple serrage, avec l'outil représenté *fig.* 11, et la pression intérieure de la chaudière s'exerce sur toute leur section pour les maintenir en place en cherchant à les enfoncer de plus en plus.

A l'intérieur de chaque tube vaporisateur se trouve un tube de circulation *t*, fixé dans la cloison par un entonnoir placé à l'extrémité avant et dont l'extrémité arrière débouche à quelques centimètres de celle du tube vaporisateur. Ce tube de circulation porte à l'extérieur des colliers qui le maintiennent concentrique au tube vaporisateur et l'obligent à suivre tous les mouvements de celui-ci.

Fig. 11.



La chaudière étant remplie d'eau jusqu'au niveau moyen du réservoir supérieur, si l'on fait du feu sous le faisceau tubulaire, l'eau qui se trouve dans l'espace compris entre les deux tubes concentriques étant chauffée, s'élève entre ces tubes pour venir dans le compartiment E puis dans le réservoir, et cette eau est remplacée par celle du compartiment D qui descend par le tube intérieur de circulation *t*, par suite du vide relatif produit par le déplacement de l'eau chauffée (*fig.* 6).

Aussitôt qu'il se forme de la vapeur dans le tube vaporisateur, elle augmente la vitesse de circulation de l'eau, par suite de sa faible densité par rapport à celle de l'eau et de son dégagement rapide dans le compartiment E.

La circulation créée ainsi est assez vive pour enlever les dépôts de boues et de sels calcaires, qui se forment dans les conditions normales de marche.

Les deux courants, descendant de l'eau et ascendant de la vapeur et de l'eau mélangées, étant toujours distincts et ne pouvant se gêner dans aucun cas, sont d'autant plus rapides que le chauffage des tubes vaporisateurs est plus énergique, de telle sorte que si l'on donne aux deux compartiments des sections suffisantes, comme il est possible de le faire avec des caissons en tôle, la vaporisation de la chaudière n'a pour limite que la quantité de charbon brûlé sur la grille.

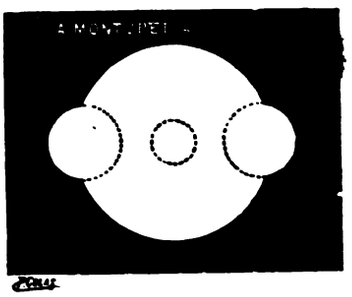
Construction.

Les tubes bouilleurs étant fixés, en deux points de leur extrémité avant, dans la cloison C et dans la plaque arrière du caisson, possèdent la plus grande rigidité, et, étant de plus maintenus en place par la pression intérieure de la chaudière, ils sont à l'abri de tous les chocs même les plus violents, de sorte qu'ils peuvent se dilater librement quelles que soient les variations de la chauffe.

Les bagues de ces tubes sont refoulées dans le métal, et leur cône, qui est celui des tubes Field, est sensiblement plus prononcé que celui des tubes Berendorf ou analogues, afin de faciliter les démontages.

Les extrémités arrière sont fermées par des bouchons vissés. Ils sont mis en place par des orifices faits dans la plaque avant du caisson par le perçage de trois trous, ainsi que le représente la *fig.* 12, ce qui permet de fermer ces orifices par des tampons autoclaves.

Fig. 12.



Il est donc facile de visiter les tubes en place et de les nettoyer en démontant les tampons autoclaves placés devant eux et en dévissant les bouchons arrière, opération rendue très facile en enduisant les filets avec de la graisse plombaginée.

Pour sortir les tubes, on enlève les tampons autoclaves et les bouchons arrière, comme pour les nettoyages, et l'on se sert ensuite de l'outil spécial représenté *fig.* 13.

Nos tubes sont ainsi en une seule pièce, et ils ont une solidité, une simplicité de pose, une facilité de montage, démontage et nettoyage exceptionnelles. Ils sont maintenus en place par la pression intérieure des chaudières, et ils ne présentent jamais de fuites.

Ils sont placés en quinconce, de manière à être léchés et entourés aussi complètement que possible par les gaz chauds.

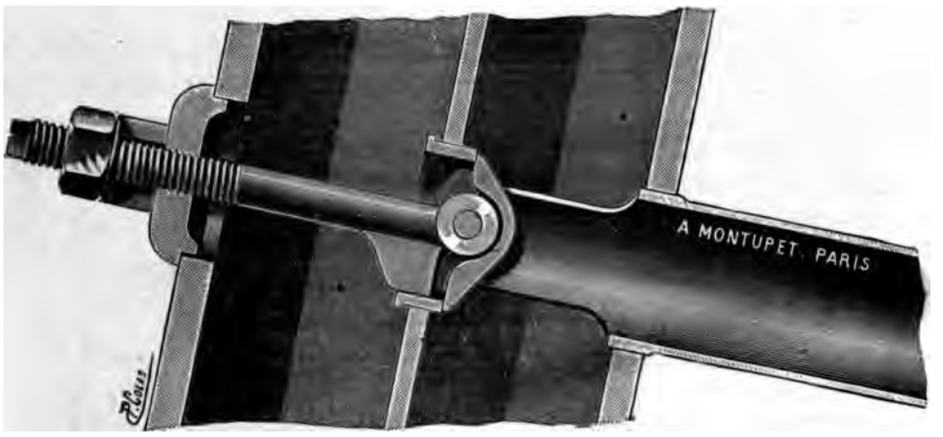
Les *caissons* ou *coffres à compartiments* sont construits en tôles de fer forgées à la presse hydraulique, rivées et entretoisées comme les côtés des foyers

des locomotives, de telle sorte que nous connaissons toutes les conditions de résistance et de travail de leurs différentes parties. Ils sont rivés après le réservoir supérieur, ce qui évite les joints et les fuites, et ils laissent de très larges passages pour l'eau et la vapeur.

Tous les tampons et tous les tubes sont interchangeables.

Les chaudières sont supportées par des ossatures métalliques permettant les

Fig. 13.



dilatations de toutes les parties, et elles sont enveloppées de tôles garnies de matières isolantes empêchant toutes les déperditions de chaleur.

Les gaz chauds sont maintenus le plus longtemps possible en contact avec les tubes bouilleurs par des chicanes, qui ne les laissent pénétrer dans le réchauffeur qu'à une température assez basse, suffisante cependant pour porter à environ 100° la température de l'eau d'alimentation, et donner ainsi une économie d'environ 15 pour 100.

Les portes des foyers et cendriers sont à fermetures automatiques et s'ouvrent à l'intérieur.

Entretien.

L'entretien d'une chaudière comprend la réfection et le remplacement des joints des différentes parties et des pièces qui peuvent manquer.

Dans notre chaudière, tous les joints des tubes sont métalliques, ceux des tampons autoclaves sont en amiante et caoutchouc, peuvent servir plusieurs fois, et tous sont assurés par la pression intérieure qui évite les fuites.

Les seules pièces qui peuvent manquer sont les tubes, qui reçoivent toute l'action du feu, mais il n'y a absolument rien à craindre de cela, par suite de la vive circulation d'eau qui existe à l'intérieur, et qui répartit également l'action du feu dans tout le métal. *Le mode d'établissement des tubes, qui*

restent toujours concentriques, est tel qu'il assure leur bon fonctionnement même lorsqu'ils ont été cintrés par un chauffage sans eau.

L'entretien est donc limité au remplacement éventuel de quelques joints.

Réparations.

En marche normale, avec des extractions journalières et des nettoyages assez peu fréquents fixés par la nature de l'eau d'alimentation, il n'y a aucune réparation à faire à cette chaudière.

Les tubes garantissent le réservoir supérieur et le coffre en tôle qui les porte contre le feu du foyer, et eux seuls en supportent toute l'action.

Lorsqu'un manque d'eau se produit par suite d'une négligence ou de l'arrêt de l'appareil alimentaire, ce sont les tubes du haut du faisceau tubulaire qui sont dégarnis d'eau les premiers et, comme ils sont les plus éloignés du feu et les moins chauffés, il y a de ce fait moins de crainte d'accident.

Durée.

Les tubes démontables du système Bérendorf ou analogues, faisant joints par des bagues tournées coniques dans les trous fraisés aux mêmes cônes des plaques avant et arrière, présentent, après quelques nettoyages, le grave inconvénient de rayer les trous de la plaque avant lors des démontages, et d'avoir ensuite des fuites qu'il est impossible d'arrêter.

Ces fuites viennent des rayures entraînées : 1° par les faibles différences qui existent entre les diamètres des trous et des bagues avant et arrière, pour que les tubes ne soient pas projetés hors de la chaudière par la pression intérieure; 2° par le peu de cône qu'il y a dans les bagues, pour avoir dans les trous un frottement assez grand pour maintenir les tubes en place.

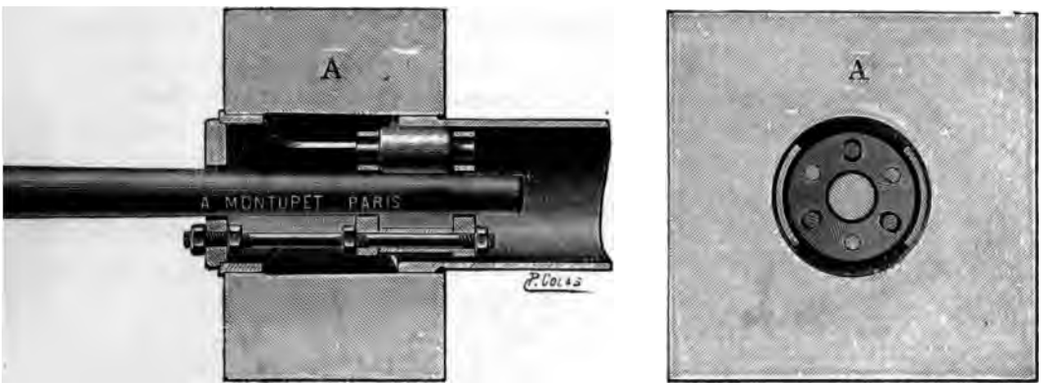
Dans notre chaudière, les tubes, étant fixés dans la cloison et la plaque arrière, sont maintenus en place par la pression intérieure, qui tend à les enfoncer de plus en plus, ce qui permet de donner des cônes plus prononcés aux bagues et aux trous, ainsi que des différences plus grandes entre les diamètres des trous.

On obtient, de cette manière, une plus grande facilité de démontage et, comme la cloison dans laquelle les extrémités avant des tubes font joint est dans un milieu d'eau en pression, les rayures qui pourraient se produire, après démontages répétés, ne gênent en rien et ne donnent aucune fuite extérieure. Le cône très prononcé de nos tubes diminue l'importance de l'enfoncement qui se produit lors de chaque remontage, par suite de la compression du métal, dans les tubes démontables système Bérendorf ou analogues, et ils portent à l'avant un bourrelet de sûreté qui limite cet enfoncement. Ils sont recalibrés facilement et remis à l'état neuf, de manière à pouvoir servir indéfiniment avec l'outillage excessivement simple, ci-après décrit.

Cet outillage se compose d'une pièce en acier trempée et rectifiée A, qui porte un trou ayant les cônes rigoureux de la cloison et de la plaque arrière, et qui est fixée sur un support en fer mobile (*fig.* 14 et 15).

Chaque tube à calibrer est placé dans la pièce A en appliquant le bourrelet

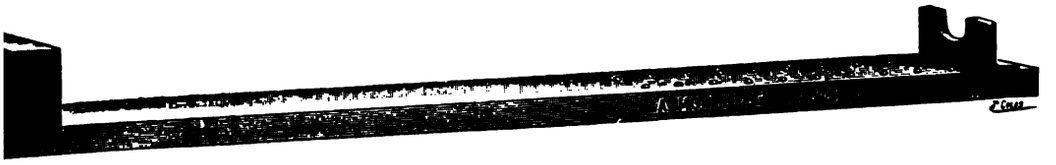
Fig. 14



contre cette pièce, et l'on agrandit ensuite légèrement les deux bagues avec un outil à mandriner, ou *expander*, jusqu'à ce qu'elles viennent s'appliquer contre les parois intérieures du trou.

Cette pièce étant en acier trempé, afin que son diamètre ne puisse pas s'agrandir, toutes les bagues des tubes qui viennent s'appliquer contre les

Fig. 15.



parois du trou ont toujours rigoureusement les mêmes cônes, et cela sans aucun travail de précision, d'une manière très simple et très économique.

Les tubes neufs sont calibrés avec cet outil qui, étant à bord, assure le réemploi de tous les tubes et par suite la durée illimitée des chaudières.

Les détails d'exécution de nos tubes leur donnent une durée pour ainsi dire illimitée, et nous allons voir que leur fonctionnement concourt au même but.

Dans quelques types de chaudières à tubes à circulation intérieure et à dilatations libres, les petits tubes sont fixés à leurs deux extrémités seulement, de telle sorte que si les tubes bouilleurs viennent à se cintrer par suite d'un chauffage anormal, sans eau ou autre cause, il y a contact entre les deux

tubes, obstruction dans la circulation, et les tubes bouilleurs ne tardent pas à se brûler.

Le mode de construction de nos tubes laissant libre toute leur section d'entrée, nous mettons à l'extérieur des tubes intérieurs de petites ailettes longitudinales, qui les maintiennent concentriques aux tubes bouilleurs, de manière que lorsque ceux-ci se cintrent, les tubes intérieurs suivent leurs mouvements, restent toujours concentriques et assurent quand même la circulation de l'eau, ce qui empêche les tubes de brûler.

Des tubes bouilleurs de 60^{mm} de diamètre et $2^{m},50$ de longueur présentant une flèche de $0^{m},11$, à la suite d'un chauffage sans eau, ont fonctionné pendant plus d'un an et demi, dans les conditions les plus dures, sans jamais présenter de traces de détérioration.

Cette particularité évite des réparations en cas de négligence dans l'alimentation, et contribue à augmenter très notablement la durée de la chaudière.

MESURES COMPARÉES DES VIBRATIONS

OBSERVÉES SUR LES CROISEURS *HANSA* ET *VINETA*

DE LA MARINE ALLEMANDE,

PAR M. G. BERLING,
Marinebaumeister,
Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft.

Depuis que, par l'emploi général des machines marines à grande vitesse, les vibrations des navires sont devenues particulièrement sensibles, les ingénieurs de tous les pays se sont attachés à l'étude de ces vibrations, de leurs lois et de leurs causes, en cherchant également les moyens d'y remédier.

Les ouvrages de Taylor, de Normand, de Schlick ([1]), qui traitent ce sujet, ont beaucoup contribué à éclaircir ces questions. Dans la pratique et dans la littérature, on a attribué en général la cause principale des vibrations aux forces accélérantes des masses alternantes, en cherchant par différents procédés suffisamment connus à les équilibrer aussi parfaitement que possible.

En même temps, on s'efforçait d'autre part de mesurer les vibrations des navires, et d'en donner des tracés graphiques. C'est à cette tâche que s'est voué avec une énergie méritoire M. l'ingénieur Otto Schlick, dans le but de créer un appareil de mesure propre à constater les vibrations des navires. Cet appareil s'est réalisé dans le pallographe Schlick.

Depuis 1893, la Marine allemande a fait l'acquisition de trois de ces appareils; à partir de la même époque, elle a fait procéder, aux manœuvres d'es-

---

([1]) I.-D. TAYLOR, *The causes of the vibrations of screw steamers* (*Journal of the Am. Soc. of Nav. Eng ;* 1891).

J.-A. NORMAND, *Des vibrations des navires et des moyens de les atténuer;* 1892.

A.-F. YARROW, *Note au sujet de la manière d'équilibrer les machines marines et de la vibration des navires;* 1892-1893.

OTTO SCHLICK, *Ueber die Mittel zur Beiseitigung der Vibrationem vom Dampfern* (*Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing.;* 1894).

OTTO SCHLICK, *On the vibrations of steam vessels* (*Transactions of the Inst. of Nav. Arch.;* 1884).

BERLING, *Schiffsschwingungen, ihre Ursache, u. Kritik der Mittel ihrer Verminderung* (*Zeitschrift d. Vereins deutsch. Ing.;* 1899).

sais de tous les nouveaux vaisseaux de guerre, à la mesure des vibrations; par une série d'essais, on a pu établir des conditions favorables permettant de réduire ces vibrations à un minimum.

La construction d'une série de croiseurs de deuxième classe de type identique a donné aux mesures en question une valeur comparative particulière; en effet, parmi ces croiseurs, plusieurs reçurent des machines équilibrées d'après le système Schlick, construites en vue d'éviter les vibrations (*Pl. XVII, fig.* 1); les autres furent pourvus de machines non équilibrées, à manivelle disposées en croix (*Pl. XVII, fig.* 2).

Aussi la Marine allemande ordonna-t-elle de procéder, pendant les essais, à un relevé particulièrement approfondi des mesures des vibrations de ces navires; les essais furent faits par les chantiers impériaux de constructions navales de Kiel, et l'on y fit emploi des pallographes Schlick. Ce sont ces résultats que j'ai l'honneur de vous soumettre aujourd'hui, Messieurs, ainsi que les conclusions que j'en ai moi-même déduites.

La *fig.* 3 (*Pl. XVII*) donne l'aspect extérieur des vaisseaux de même type *Hertha, Hansa* et *Vineta*. Pour être à même d'apprécier les résultats des mesures prises, il faut d'abord procéder à une étude approfondie des appareils servant à établir ces mesures; bien que ce ne soit pas le but propre de ce rapport, je crois néanmoins indispensable d'exposer succinctement le principe sur lequel repose le pallographe Schlick.

Les vibrations des navires sont de nature très compliquée, et ne peuvent être mesurées dans leur forme et dans leur puissance réelles; bien au contraire, il faut marquer à différents points du navire les composantes perpendiculaires et les composantes horizontales du mouvement. Dans cet ordre d'idées, on fait emploi de la force d'inertie inhérente aux masses suspendues (*Pl. XVII, fig.* 4). Pour mesurer les mouvements horizontaux, on a, dans un bâti, suspendu verticalement à un levier un poids g_1; ce levier peut osciller, transversalement au navire, autour d'un axe a. Alors que le navire, et qu'avec lui, le bâti fixe peuvent vibrer librement de part et d'autre, le poids reste sensiblement à l'état de repos et, par suite, oscille de part et d'autre par rapport au bâti. Dans le bâti est disposée une bande de papier qui se déroule peu à peu d'un cylindre, à l'aide d'un mécanisme d'horlogerie. Les oscillations du pendule agissent alors, à l'aide d'une transmission bien étudiée, sur un crayon qui, par suite, exécute une série de mouvements de part et d'autre, en traçant sur le papier une ligne ondulée, dont les longueurs sont proportionnelles aux temps, dont les largeurs sont sensiblement égales aux composantes horizontales des amplitudes de vibration du navire et dont la forme caractéristique permet des conclusions subséquentes. Le diagramme des vibrations horizontales est ainsi formé, et est tracé à l'encre bleue par le pallographe.

Un deuxième poids g_2 est également suspendu dans un plan vertical, trans- [illegible] fois horizontalement, et est de plus maintenu en

équilibre par un ressort à fréquence d'oscillations minime. Le mouvement de ce poids par rapport à celui du bâti est également transmis sur un crayon, et est tracé à l'encre rouge; il forme, sur le rouleau de papier dont il a déjà été question, le diagramme des vibrations verticales. Entre ces deux lignes se meut un troisième ressort, qui, actionné par un chronomètre, indique les secondes écoulées. Les courbes ainsi tracées sur la bande de papier par le pallographe et indiquant les vibrations du navire constituent un pallogramme.

Les *fig.* 5 et 6 (*Pl. XVII*) représentent des vues photographiques du pallographe Schlick.

Malgré cela, les pallographes, même ceux de la meilleure construction, présentent plusieurs imperfections inévitables. Et d'abord, les pendules ont une fréquence d'oscillations qui leur est propre, et qui a pour cause la double action de leur masse et des ressorts. Dès que ceux-ci sont excités par les trépidations du navire, le pallographe indique de grandes vibrations, bien que relativement le navire n'en reçoive que de faibles. Cependant, cet effet ne se produit que pour des fréquences d'oscillation exactement déterminées, comme du reste l'inconstance des mesures relevées en donne une indication directe. On rejeta immédiatement les pallogrammes qui présentaient ces imperfections.

Si, d'autre part, il arrive que les petits tourillons aient du jeu dans leurs coussinets, et que les leviers et les bielles transmettant les vibrations fassent ressort, il en résulte également des erreurs. Ces erreurs sont écartées autant que possible avant l'emploi des appareils. Sur les différents pallographes sont montés des chronomètres, qui doivent concorder exactement, afin que les secondes qu'ils marquent indiquent sensiblement les mêmes temps; mais comme ces indications de seconde sont données par différents systèmes d'horlogerie, et non par un seul et unique, il est impossible de savoir avec certitude dans quels états de vibrations sont les différents endroits du navire dans le même temps; bien au contraire, on ne peut faire que des suppositions à ce sujet. Cela même constitue un grand inconvénient.

Aussi a-t-on pensé à enregistrer simultanément les secondes sur les trois appareils, à l'aide d'un seul système d'horlogerie agissant par voie électromagnétique; des essais ont été faits dans ce sens, mais jusqu'à ce jour ils n'ont pas abouti.

Les pallographes ne sont donc que des appareils imparfaits; cependant, les résultats des mesures relevées par leur moyen ont une grande valeur, quand ces appareils sont maniés comme il convient, et quand ils sont soigneusement ajustés. Le nombre des mesures relevées sur un même navire, la représentation graphique de ces mesures par des courbes continues augmentent encore cette valeur; c'est ce qui a eu lieu pour les croiseurs *Hansa* et *Vineta*.

Cependant avant de passer à la discussion des pallogrammes et des résultats qu'ont donnés les mesures relevées, il est nécessaire de rappeler quelques principes fondamentaux concernant les vibrations.

Un navire peut être considéré, toutes réserves faites, comme une tige élastique. Si une force extérieure ou un couple agissent sur une tige de cette nature, il en résulte une déformation définie (compression, allongement, flexion ou torsion) correspondant aux dimensions de cette tige. Si la grandeur de la force exercée ou celle du moment prennent différentes valeurs à retours constants, la tige sera soumise successivement à des déformations de grandeurs différentes; en négligeant les effets résultant de l'action des masses de la tige, ces déformations sont proportionnelles aux variations auxquelles sont soumises les forces, les différents points de la tige vibrant ainsi de part et d'autre.

Or, dans ces effets ce sont précisément les variations des forces extérieures qui exercent une influence déterminée; on peut donc désigner des vibrations de cette nature comme des vibrations résultant de l'action des forces extérieures.

D'autre part, une tige élastique ayant subi une déformation par l'action des forces agissant sur elle, si l'on supprime subitement ces forces, les masses moléculaires vibrent de part et d'autre de leur position d'équilibre avec d'autant plus de violence que la déformation élastique était plus grande avant la suppression des forces agissant sur la tige. Dans ce cas, la fréquence des vibrations dépend de la répartition des masses, des dimensions de la tige et des forces moléculaires; autrement dit, elle est pour chaque tige absolument définie, et sensiblement indépendante de la grandeur de l'amplitude de vibration.

Or ce sont les forces d'inertie inhérentes aux masses de la tige qui provoquent ces vibrations; on pourrait donc définir ces dernières vibrations comme résultant de l'action des forces d'inertie, en opposition avec les vibrations résultant de l'action des forces extérieures.

Or si, pour une tige, et dans l'unité de temps, la fréquence des vibrations résultant de l'action des forces extérieures est sensiblement égale à la fréquence définie des vibrations résultant de l'action des forces d'inertie, cet ensemble de causes détermine alors des effets particulièrement sensibles. Chaque vibration résultant de l'action des forces d'inertie est augmentée par celle qui résulte de l'action des forces extérieures; pour chaque vibration nouvelle de la tige élastique, la vibration résultant de l'action des forces extérieures s'ajoute de nouveau à celle déjà accrue, qui résulte de l'action des forces d'inertie.

L'amplitude d'une vibration atteint son maximum quand, dans la tige, et pour une vibration, le travail produit par le frottement est égal au travail des forces extérieures, un accroissement de l'amplitude devenant ainsi impossible. Toutefois, plusieurs vibrations résultant de l'action des forces extérieures peuvent agir simultanément sur une seule tige, tout en ayant une fréquence différente. Si alors l'une d'elles possède la même fréquence que les vibrations résultant de l'action des forces d'inertie, ce sera celle qui, à

l'impulsion vibratoire, aura un effet décisif; les autres, suivant leur fréquence, interviendront dans l'intervalle des vibrations résultant de l'action des forces d'inertie. Ces phénomènes s'appellent *interférences,* et s'observent dans presque toutes les courbes pallographiques. En portant, dans un système coordonné, les amplitudes de vibration d'un point de la tige vibrante comme ordonnées, les temps comme abscisses, on obtient les diagrammes des *fig.* 7 (*Pl. XVII*) pour deux vibrations résultant des forces extérieures, les fréquences admises étant n_1 et n_2, n_1 étant isochrone avec les vibrations résultant de l'action des forces d'inertie.

Si le nombre des vibrations résultant de l'action des forces extérieures ne diffère pas sensiblement, par minute, du nombre des vibrations résultant de l'action des forces d'inertie, il se produit des phénomènes que l'on pourrait désigner *phénomènes de flottement.* Pendant un instant, les vibrations résultant de l'action des forces extérieures et celles résultant des forces d'inertie s'accroissent réciproquement, puis les vibrations résultant de l'action des forces d'inertie s'attardent sur celles résultant de l'action des forces extérieures, ou elles les dépassent, jusqu'à ce qu'elles agissent les unes contre les autres et s'affaiblissent réciproquement.

Ces phénomènes se produisent alors en sens contraire. C'est ce qui est clairement indiqué dans la *Pl. XLV* par les pallogrammes du vaisseau de S. M. le *Gefion.*

Or, comme un navire n'est pas un corps parfaitement élastique, il en résulte que, dans l'unité de temps, le nombre de ses vibrations résultant de l'action des forces d'inertie n'est pas défini exactement. Bien au contraire, si on laisse s'accroître peu à peu les vibrations résultant de l'action des forces extérieures, en réglant convenablement le nombre de tours des machines principales, on remarque alors que les vibrations résultant de l'action des forces d'inertie suivent dans de certaines limites celles résultant de l'action des forces extérieures. Ces limites sont d'autant plus restreintes que le navire est plus rigide; elles sont donc particulièrement restreintes pour les cuirassés, les grands croiseurs, les vaisseaux de transport chargés et les petits vaisseaux. L'influence des nombres de tours critiques entre alors en jeu. Les limites d'influence des vibrations résultant de l'action des forces d'inertie sont d'autant plus étendues, que le navire est de construction plus légère; les écarts les plus sensibles se produisent donc pour les petits croiseurs rapides, les avisos et les torpilleurs.

Un navire, comme du reste toute tige élastique, peut être soumis à trois différentes sortes d'efforts, et à trois différentes sortes de vibrations.

1° Efforts de traction ou de compression dans le sens de l'axe : vibrations longitudinales :

2° Efforts de flexion : vibrations transversales;

3° Efforts de torsion : vibrations de torsion.

Pour les navires, on ne tient aucun compte des vibrations longitudinales.

Dans les efforts de flexion et dans les vibrations transversales qui y correspondent, les différentes sections de la tige, à l'exception des nœuds de vibrations, se meuvent transversalement en dehors de l'axe de la tige en repos et ne restent pas parallèles les unes aux autres, mais bien au contraire s'inclinent l'une vers l'autre (*Pl. XVII, fig.* 8 et 9). Une tige élastique peut, en rapport avec le nombre de ses nœuds de vibration, vibrer transversalement, en même temps, dans plusieurs rapports définis, auxquels correspondent des nombres de vibrations absolument définis, qui croissent suivant les puissances de 2 (*Pl. XVII, fig.* 10). Or, comme pour des tiges imparfaitement élastiques, les vibrations de degrés supérieurs n'ont que des amplitudes insensibles, elles ne sont d'aucune importance pour la pratique.

Pour ce qui concerne les vibrations transversales, il ne se forme que deux nœuds de vibrations dont la présence puisse être prouvée; ces nœuds se trouvent environ à un quart de la longueur du navire à l'avant et à l'arrière.

A ces endroits, l'amplitude des vibrations transversales est donc nulle, tandis qu'elle atteint son maximum au milieu du vaisseau, et surtout aux extrémités de ce dernier.

La *fig.* 11 (*Pl. XVII*) représente à l'échelle de $\frac{5}{3}$ les vibrations transversales perpendiculaires du torpilleur S.42, qui était muni d'une machine système Schlick. La courbe de vibration sur le couple 2 indique des valeurs maxima de ces vibrations pour des vitesses des machines principales atteignant 115, 230 et 345 tours.

On voit donc ici que, malgré l'équilibre donné aux masses, les nombres de tours critiques de 230 à 235 sont bien caractérisés.

Dans les efforts de torsion et dans les vibrations qui en résultent, les centres de gravité des sections transversales d'un tige droite restent dans l'axe de la tige, et ces sections restent parallèles l'une à l'autre autour de l'axe de leurs centres de gravité.

Pour les vaisseaux et principalement pour les vaisseaux de guerre, la ligne qui passe par les centres de gravité des sections n'est pas droite, mais bien souvent contournée et brisée. Par cela même, les vibrations résultant des efforts de torsion ne s'effectuent pas autour de l'axe des centres de gravité, mais autour d'un autre axe de torsion, qu'on ne peut déterminer par le calcul, et qu'il faut trouver en procédant à des mesures pallographiques. Un simple raisonnement fait immediatement reconnaître que, si un point d'un navire est soumis à des mouvements résultant des vibrations dues aux efforts de torsion, ces mouvements doivent devenir d'autant plus grands que ce point est plus éloigné de l'axe de torsion. Or le moment de résistance de la section d'un navire est toujours plus grand contre les efforts de torsion que contre les efforts de flexion prenant naissance autour d'un axe quelconque passant par le centre de gravité, et, d'autre part, les distances entre les plus grandes masses et l'axe de torsion d'un corps de navire ne sont pas

considérables; par suite, on comprendra aisément que les vibrations dues aux efforts de torsion, suscités par les forces d'inertie des navires, présentent en général des amplitudes moindres, mais des fréquences beaucoup plus élevées que celles des vibrations transversales; cependant le contraire peut également se produire.

Alors même que les vibrations dues aux efforts de torsion ont des amplitudes beaucoup moindres que les vibrations transversales, leur action sur le personnel du navire et sur la disposition des objets est néanmoins beaucoup plus désagréable. Un verre plein, une boussole, une rampe d'escalier, les pieds des tables et des chaises subissent faiblement l'influence des trépidations verticales, celles-ci tombant sensiblement dans leur axe; mais tous ces objets n'en souffrent que davantage sous l'influence de trépidations horizontales, produites sur le pont par les efforts de torsion auxquels est soumis le corps du vaisseau.

Les *Pl. XVIII, XIX* et *XX* représentent, à échelle réduite, des pallogrammes de différents vaisseaux de la Marine allemande et des vaisseaux *Hansa* et *Vineta*. Dans ces Planches, les amplitudes de vibrations maxima sont indiquées en vraie grandeur par des cotes; les vibrations verticales sont toujours disposées à la partie supérieure, les vibrations horizontales à la partie inférieure, et dans la partie médiane sont indiquées les secondes de temps. Sur chaque pallogramme est indiqué le numéro du couple, et aussi le pont où était placé l'appareil; de plus, le nombre de tours moyen des machines principales est également donné.

Les relevés de mesure ont été établis avec un soin tout particulier pour les vaisseaux de S. M. *Hansa* et *Vineta;* les pallogrammes qui devaient permettre d'apprécier les vibrations de tout le corps du vaisseau n'ont jamais été pris à proximité d'une machine auxiliaire en marche, pas plus qu'à proximité d'une ouverture du pont. Les appareils furent toujours placés directement sur les ponts, juste au-dessus d'un barrot, afin de les rendre ainsi indépendants de tout mouvement vibratoire local subi par des tôles légères isolées.

Afin d'établir en quoi les mouvements vibratoires d'un navire diffèrent de ceux d'une tige élastique homogène, on s'est avant tout attaché à déterminer l'influence des variations de section des couples sur l'apparition des phénomènes vibratoires. Dans ce but, les trois appareils ont, en général, été placés les uns sous les autres dans différents ponts, mais dans le plan d'un couple au milieu du navire, et, dans ces conditions, les vibrations furent mesurées simultanément et à des moments définis. On procéda ainsi pour des vitesses de 70, 80, 90 et 140 tours à la minute des machines principales, et cela dans quelques plans de couples.

Sur le vaisseau de S. M. *Hansa*, ce n'est que dans un seul parcours à trois hélices qu'on a pu obtenir des relevés de mesure complets, alors qu'avec le vaisseau de S. M. *Vineta*, on exécuta une sortie à deux hélices, l'hélice

du milieu étant désembrayée, et une sortie à une seule hélice, les hélices latérales étant désembrayées; des relevés de mesures furent faits dans ces deux sorties.

On a pris sur les pallogrammes de chaque sortie les mesures des amplitudes de vibrations. Outre les vibrations petites et courtes qui sont indiquées sur les pallogrammes des vaisseaux de S. M. *Hansa* et *Vineta*, on remarque encore, à l'avant et à l'arrière du navire, un saut qui se produit avec une longue période et une grande amplitude. Ces sauts des extrémités proviennent probablement des contorsions du corps de vaisseau, qui ont lieu sous l'action des vibrations et des forces qui agissent à l'intérieur des pièces d'assemblage; pour le vaisseau de S. M. *Hansa*, les pallogrammes montrent que ces sauts ont atteint, particulièrement à l'avant, l'amplitude considérable de 15^{mm}. Dans les représentations graphiques, on ne tient pas compte de l'amplitude de ces sauts dans les extrémités du navire, car ils doivent être considérés comme des phénomènes secondaires des vibrations; cependant ces sauts indiquent que les assemblages du vaisseau sont soumis à de grands efforts; par conséquent ils méritent néanmoins d'être pris en considération en eux-mêmes.

1° Dans les *Pl. XXI* à *XXVII*, les lignes des vibrations verticales sont caractérisées par l'index v^1, celles des vibrations horizontales par l'index h. On procéda de la manière suivante à la mise en valeur graphique des résultats :

a. Sur les *Pl. XXI, XXII, XXIII* et *XXIV*, on porta, pour plusieurs nombres de tours, les vibrations verticales des ponts en lignes continues, à une échelle huit fois plus grande, en prenant comme point de départ des lignes horizontales. Les nombres de tours sont indiqués à côté de chaque ligne correspondante. Or, comme les deux nœuds de vibrations verticales sont bien caractérisés, il n'a pas été un seul instant douteux que le milieu du navire se déplaçait vers le bas quand l'avant et l'arrière se déplaçaient vers le haut; par suite, on a dû considérer les vibrations verticales comme de simples vibrations transversales avec deux nœuds. L'examen des Tableaux fait reconnaître que les nœuds ne doivent pas être considérés comme fixes, mais que, bien au contraire, ils se déplacent pour des nombres de tours différents.

Dans le plan d'un même couple et dans différents ponts, les vibrations verticales n'ont pas la même grandeur, de sorte que, quand le vaisseau vibre, tantôt les ponts se rapprochent et tantôt ils s'écartent; on peut dire que, dans la direction verticale, la section du couple imite les mouvements d'un accordéon. Pour rendre bien clair ce qui précède, on a, sur les *Pl. XXI* à *XXIV*, porté à droite et réuni par une courbe les amplitudes des vibrations verticales, en prenant comme point de départ quelques lignes des couples.

b. Sur les mêmes Planches, on a également porté en courbes les amplitudes des vibrations horizontales, et de la même façon, ces lignes sont désignées avec les nombres de tours des machines principales et avec l'index h.

Comme il a déjà été dit précédemment, il n'est pas possible, avec le pallographe, de fixer les phases des vibrations qui ont lieu simultanément en différents endroits du navire, ou, en d'autres termes, d'établir si l'un des points vibre vers la droite, tandis que l'autre vibre vers la gauche, ou si tous les deux vibrent simultanément vers la droite ou vers la gauche; il est d'autre part aussi difficile de déterminer si, au même moment, les deux points ont leurs amplitudes de vibrations maxima, ou si un point atteint son amplitude maxima pendant qu'un autre vibre dans sa position médiane.

Or, comme par les pallogrammes il a été impossible de démontrer l'existence de nœuds appartenant aux vibrations horizontales, les amplitudes des vibrations horizontales ont toutes été portées vers le haut, la ligne horizontale servant de point de départ. Mais il est impossible que toutes les parties du navire vibrent en même temps vers la droite ou en même temps vers la gauche; par suite, les courbes des vibrations horizontales ne donnent pas une image réelle des phénomènes qui se sont produits. Le caractère ondulé de ces courbes a fait conclure à l'existence de nœuds, et sur la *Pl. XVII* on a essayé d'obtenir des nœuds appartenant aux vibrations horizontales, en portant les amplitudes de vibrations de part et d'autre de la ligne zéro, cela dans le pont, dans l'entrepont, sur la dunette, et pour 137 tours des machines principales (voir *Pl. XVII, fig.* 11). On obtiendrait dans ces conditions comme résultat 6 nœuds appartenant aux vibrations horizontales, et répartis sur la longueur totale du navire. Cela est très invraisemblable.

Pour rechercher si les vibrations horizontales peuvent être à la rigueur considérées comme des vibrations de torsion, on a essayé, en portant de différents côtés des lignes des couples les amplitudes des vibrations horizontales des ponts, de trouver un axe de torsion pouvant à la rigueur exister. Les *Pl. XXI* à *XXIV* montrent que, de cette manière, on aurait obtenu deux axes de torsion, un axe supérieur et un axe inférieur, qui sont marqués dans les dessins; le cas où les navires exécutent simultanément des vibrations de torsion autour de deux axes longitudinaux semble inadmissible; on peut donc conclure que la fréquence des vibrations de torsion résultant de l'action des forces d'inertie de ces croiseurs est trop élevée, pour pouvoir être excitée par la fréquence des vibrations résultant de l'action des forces extérieures subies par le navire, pour les nombres de tours des machines principales qui peuvent se présenter.

A en juger par le caractère irrégulier des pallogrammes des vibrations horizontales, leurs amplitudes maxima ne coïncident vraisemblablement pas en temps pour les différents points de la longueur du navire; ainsi que pour les courbes continues des vibrations horizontales, nous ne pouvons que constater leur grandeur, sans pouvoir nous représenter leur nature. Nous avons plutôt à nous occuper ici d'ondulations de trépidation horizontales, qui se communiquent sur la longueur totale du navire, mais auxquelles on ne peut, à cause des déplacements de leurs nœuds, attribuer le caractère vibratoire.

2° Dans les *Pl. XXV* à *XXVIII*, les amplitudes de vibrations de plusieurs ponts ont été disposées en correspondance pour différents nombres de tours des machines principales, agrandies 80 fois; pour le couple 9 de l'arrière et pour le couple 85 de l'avant du navire. Les lignes montrent ici également que, pour un seul et même plan de couple, les amplitudes des vibrations des différents ponts disposés les uns sous les autres peuvent différer beaucoup de grandeur.

a. Les courbes des trépidations horizontales portant l'index *h* atteignent un maximum pour les deux navires et pour la marche à trois hélices (*Pl. XXV* et *XXVI*), et cela pour environ 80 tours par minute. La *Pl. XXVI* indique encore, pour le navire de S. M. *Vineta*, un maximum de ces trépidations pour 120 tours, tandis que sur le navire du même type *Hansa*, ce maximum ne se produit que pour des nombres de tours élevés des machines principales. Les tracés pour la marche à deux ou trois hélices du navire *Vineta* donnent des résultats tellement irréguliers, que nous nous contentons de mentionner ce fait, en renvoyant aux *Pl. XXVII* et *XXVIII*.

Quand on compte les trépidations horizontales des pallogrammes, on trouve que, dans tous les parcours, leur fréquence est trois fois aussi grande que le nombre de tours des machines principales. Or, comme toutes les hélices présentent trois ailes, il y a lieu d'admettre que les chocs d'eau provoqués par les ailes, chocs dirigés contre l'arrière, donnent dans ce cas naissance aux trépidations horizontales.

b. Les amplitudes de vibration verticale des différents ponts (*Pl. XXV* et *XXVIII*) croissent et décroissent plusieurs fois, quand il y a accroissement des nombres de tours des machines principales; entre les limites de 120 et 140 tours des machines principales, ces amplitudes croissent fortement. Ces vibrations sont du reste les plus importantes pour ces navires, étant données leurs grandes amplitudes.

Comme le montrent les pallogrammes de type identique, les vibrations verticales des deux vaisseaux de S. M. *Hansa* et *Vineta* ont un caractère absolument différent. La fréquence des vibrations verticales observées sur le navire de S. M. *Vineta* est approximativement égale au nombre de tours des machines principales. Les masses de ces machines ne sont pas équilibrées, et par suite, comme on peut s'en rendre compte par un simple examen du croquis de la *fig.* 2 (*Pl. XVII*), il en résultera un moment de renversement très fort dû à la pression des masses, puisque deux manivelles juxtaposées ne sont tout d'abord pas rapprochées. Or, comme le nombre de variations des moments résultant des pressions des masses est simplement égal au nombre de tours des machines principales, il en résulte que dans le navire de S. M. *Vineta*, il faut considérer comme excitateurs des grandes vibrations verticales les effets produits par les masses des parties en mouvement des machines.

Il n'en est pas de même pour le navire de même type *Hansa*, qui est pourvu de machines équilibrées du système Schlick. Ici la fréquence des vibrations

verticales de tous les pallogrammes est sensiblement égale au double du nombre de tours des machines principales. Ce fait ne se comprend bien que quand on prend également en considération les variations des poussées axiales des propulseurs, en les considérant comme excitateurs de vibrations (*fig.* 12, *Pl. XVII*), et particulièrement parce que le palier de buttée est situé sur ces vaisseaux tout près du nœud arrière.

Pour le navire de S. M. *Hansa*, le moment de torsion transmis à l'arbre indique deux variations par tour des machines principales (*Pl. XVII, fig.* 13). Bien que ces variations soient, par l'effet des masses rotatives, transmises au propulseur avec effet réduit, il se produit cependant, dans la force propulsive de l'hélice, des variations; il en résulte que des vibrations du navire sont possibles, ainsi que je l'ai exposé plus longuement l'année dernière et au commencement de cette année, dans la *Zeitschrift des Vereins der Deutschen Ingenieure.*

Le navire de S. M. *Hansa* est un navire à trois machines principales et à trois hélices à trois ailes. Les moments de rotation de ces machines et les poussées propulsives des hélices indiquent deux variations par tour, et le nombre des vibrations verticales du navire est, même à l'arrière et dans la chambre de la barre, directement au-dessus des hélices, deux fois aussi grand que le nombre de tours des machines principales.

Or les masses des machines principales sont équilibrées d'après le système Schlick; donc, ce sont uniquement, d'une part, les chocs d'eau provoqués par les ailes des hélices et dirigés contre la poupe du navire, et d'autre part, les moments des poussées axiales propulsives, qui déterminent des vibrations verticales. Comme on peut s'en rendre compte par un simple examen des pallogrammes représentant des vibrations verticales, ce sont précisément ces dernières qui produisent l'effet décisif pour la formation des vibrations; les autres ne s'indiquent que par de faibles traces d'effets d'interférence.

Ces faits ne sont pas les seuls constatés; ils sont confirmés par les observations qu'on a faites sur d'autres navires du même type appartenant à la catégorie considérée. Ce sont entre autres les croiseurs *Hertha* et *Victoria-Louise* et le torpilleur S.42; ils étaient pourvus de machines équilibrées d'après le système Schlick.

Les pallogrammes du torpilleur S.42 sont donnés *Pl. XX.*

Les pallogrammes des vaisseaux de S. M. *Vineta* et *Hansa* permettent de conclure que le nombre des vibrations verticales transversales résultant de l'action des forces d'inertie est de 160 par minute, car, comme le montrent les *Pl. XXV* et *XXVI*, pour $\frac{160}{2} = 80$ tours, on atteint déjà un maximum des vibrations verticales.

Les amplitudes de vibration sont naturellement beaucoup plus grandes sur le vaisseau de S. M. *Vineta*, que sur le vaisseau de S. M. *Hansa;* ceci tient à ce que le nombre de variations des vibrations résultant de l'action des forces extérieures se rapproche de la fréquence des vibrations résultant de

l'action des forces d'inertie du navire. Nous voyons donc combien il est important, afin de diminuer les vibrations des navires, d'équilibrer les masses en mouvement des machines principales.

Sur le vaisseau de S. M. *Hansa*, le rapport des vibrations résultant de l'action des forces extérieures à celles résultant de l'action des forces d'inertie est de 292; 160, pour 146 tours des machines principales; ce rapport est très favorable pour le navire, puisqu'il est très défavorable à la formation des vibrations. Si, néanmoins, des amplitudes de vibration se produisent, comme en indiquent les pallogrammes, il faut que les moments des forces en action soient relativement puissants, pour provoquer dans le corps du navire des déformations, sans que les forces d'inertie inhérentes aux masses du navire entrent également en jeu. Du reste les sauts caractérisés des extrémités du navire, pour 146 tours des machines, en sont une nouvelle preuve.

Cet exemple fait voir de plus combien il est important pour éviter les vibrations, non seulement d'équilibrer les masses, mais encore de rendre aussi uniforme que possible les couples de rotation des machines marines. Les causes nombreuses qui, d'autre part, nécessitent également la plus grande uniformité possible dans les couples de rotation des machines à vapeur, et en particulier des machines marines, sont généralement connues, et n'ont donc pas besoin d'être mentionnées à nouveau.

Dans une série de parcours qui ont eu lieu avec une, deux ou trois hélices et pour différents nombres de tours, on a en outre cherché à reconnaître si les ponts des navires vibrent toujours avec la même fréquence. Pour obtenir des résultats exacts, il n'a pas seulement fallu prendre beaucoup de pallogrammes, mais il a fallu encore contrôler exactement le nombre de tours de machines.

Dans ce but, on a procédé, à un signal donné, à la lecture des nombres de tours pendant un laps d'une heure, cela dans chaque parcours et à des intervalles de deux minutes et demie; il est évident que les conditions de marche étaient exactement les mêmes pendant ces opérations.

Dans le parcours à une hélice, les nombres de tours de la machine milieu variaient de 2 à 2,5 pour 100; dans le parcours à deux hélices, le nombre de tours des deux hélices latérales variait, en chiffres ronds, de 4 pour 100 en dix minutes. C'est l'hélice du milieu qui, dans les trois parcours, avait la marche la plus régulière. Les nombres de tours de cette dernière n'ont varié que d'environ 2 pour 100 en dix minutes; ceux de l'hélice de bâbord, qui tourne dans le même sens que celle du milieu, ont varié d'environ 3 à 4 pour 100 dans dix minutes, tandis que l'hélice de tribord, qui tourne en sens contraire de l'hélice du milieu, a présenté dans ses nombres de tours des variations d'environ 7 pour 100 en dix minutes. Ce fait renferme en lui-même une donnée très importante pour la théorie du fonctionnement des trois hélices; mais comme ce sujet ne rentre pas dans le cadre de cet exposé, je n'insisterai pas sur cette question.

Dans ces parcours, on a relevé des pallogrammes à l'avant et à l'arrière, aux différents ponts, et l'on a compté la fréquence des vibrations. On a ainsi constaté que ces vibrations elles-mêmes sont soumises à de grandes variations, et l'on a même observé que des ponts différents vibrent simultanément avec des fréquences différentes entre elles. Ce fait s'ajoute à ceux qui nous démontrent que les ponts sont soumis à des vibrations simultanées ayant des amplitudes de grandeur différente, et que les maxima de vibrations sont atteints pour des nombres de tours différents; il nous prouve donc qu'en général les vaisseaux de guerre ne doivent pas être sans réserve assimilés à une tige élastique. Les différents ponts, les assemblages divers, réunis entre eux par des pièces intermédiaires élastiques, vibrent beaucoup plus, et autant que possible indépendamment les uns des autres; par suite, certaines parties sont agitées fortement, alors que d'autres le sont beaucoup moins. Mais quand, pour des nombres de tours critiques, les vibrations deviennent particulièrement puissantes, alors toutes les parties sont soumises à des vibrations communes. Dans ces cas particuliers, les vibrations des navires peuvent être comparées à celles des tiges élastiques.

C'est mon collègue A. Dietrich, Marinebauführer, qui a dirigé les essais à bord de la *Vineta* et de la *Hansa*, et surveillé l'exécution des plans et dessins. Je lui adresse l'expression de ma plus vive reconnaissance pour les résultats d'expérience qui m'ont mis à même de faire ce Mémoire.

Pour vous, Messieurs, je vous remercie de l'intérêt que vous avez bien voulu me témoigner, en suivant avec tant d'attention l'exposé de cette question, et j'espère que quelques points de ma Communication seront pour vous de quelque utilité pratique.

DES VIBRATIONS DES VAPEURS,

PAR M. OTTO SCHLICK.

Les trépidations dans les navires à vapeur, en tant qu'elles correspondent à une flexion de l'axe longitudinal dans un plan vertical, doivent être attribuées surtout à la réaction des masses mobiles appartenant aux organes des machines animés d'un mouvement alternatif vertical. C'est la raison pour laquelle les ingénieurs se sont attachés depuis quelques années à construire pour les navires des machines dans lesquelles les réactions soient équilibrées autant que possible dans le sens vertical, et l'on peut dire qu'aujourd'hui aucun constructeur ne s'aventurerait encore à construire une machine de navire puissante et tournant à grande vitesse, sans équilibrer les masses.

Mais il s'est présenté fréquemment des cas où des navires, tout en ayant des machines bien équilibrées, étaient ébranlés cependant par des trépidations, quoique dans une mesure moindre que les bâtiments munis de machines non équilibrées. Il est fort important de savoir que dans ces cas il s'agit seulement de trépidations du premier ordre, c'est-à-dire de celles qui ne présentent que deux nœuds vibratoires, et *qui sont exactement synchrones avec les tours de la machine.*

Pour rechercher la cause de ces phénomènes, j'ai fait plusieurs essais avec des machines équilibrées, l'hélice ayant été débrayée. Dans ces conditions j'ai fait marcher les machines aux allures les plus variées, notamment avec le nombre de tours dit *critique* (que la formule par moi établie permet de calculer avec beaucoup de précision); et pendant ces nombreux essais je n'ai jamais constaté de trépidations. Mais dans les machines non équilibrées, notamment quand il s'agit de machines ordinaires à trois cylindres, il se produit, quand l'hélice est débrayée, des trépidations généralement très violentes, dès que le nombre de tours critique est atteint.

On est donc amené à conclure que, dans les machines bien équilibrées, l'apparition des trépidations doit être attribuée à l'action de l'hélice propulsive. On peut, il est vrai, imaginer encore d'autres causes, ainsi par exemple, les déformations du bâti de la machine quand celle-ci est en marche, déformations qui sont transmises à la coque du navire; toujours est-il que c'est

surtout dans l'action de l'hélice qu'on est amené à en chercher la cause première.

En se basant sur cette supposition, d'aucuns ont prétendu que ces trépidations sont provoquées par les variations dans la poussée du propulseur, variations qui, à leur tour, sont une conséquence de l'irrégularité du moment de rotation de la machine, et il faut avouer qu'à première vue cette supposition paraît assez fondée. Par suite, en effet, des variations du moment de rotation, qui, sont inévitables dans toute machine, le propulseur recevra nécessairement pendant un tour un mouvement de rotation quelque peu irrégulier. Au moment où le propulseur atteindra sa vitesse maximum, il exercera une poussée en avant plus forte qu'au moment où sa vitesse sera minimum. Comme la poussée du propulseur agissant dans le sens de l'arbre de l'hélice ne passe pas par le centre de gravité du navire, il se forme un couple de forces, qui engendre régulièrement pendant un tour une ou plusieurs impulsions tendant à produire une flexion dans le sens de l'axe longitudinal du navire.

Mais des essais approfondis ont prouvé que la variation des moments de rotation ne saurait provoquer des vibrations que dans des circonstances toutes spéciales, ne se présentant presque jamais.

On a commencé par mesurer sur une série de machines équilibrées l'irrégularité de la vitesse de rotation, au moyen d'appareils construits *ad hoc* (1) et l'on a constaté dans ces conditions que, même pour de grandes variations dans le couple moteur, les variations de la vitesse de rotation dues à l'influence de masses en mouvement, et notamment de l'hélice, sont relativement minimes. Alors que, par exemple, dans le vapeur *Patricia* (2) les variations du moment de rotation pendant un tour étaient de 59 pour 100 (c'est-à-dire $\pm$ 29,5 pour 100), l'écart dans la vitesse de rotation à l'extrémité arrière de l'arbre n'était que de 5 pour 100 (c'est-à-dire $\pm$ 2,5 pour 100). Dans un autre vapeur, *König Albert* (3), les variations dans le moment de rotation étaient de 102 pour 100 $\left(\frac{T\,max.}{T\,min.} = 2,02\right)$, mais les écarts dans la vitesse de rotation n'étaient que d'environ 10,6 pour 100, et l'on pourrait citer encore des exemples analogues. Les variations dans la poussée du propulseur ne peuvent donc jamais devenir importantes. Le *König Albert*, de même que d'autres navires, où il y avait également de grandes variations dans le couple de rotation, ne présenta pour le nombre de tours critique de la machine

(1) Voir pour les details le *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft zu Berlin*, t. I, au Chapitre : « Untersuchungen uber die periodischen Schwankungen in der Umdrehungsgeschwindigkeit der Wellen von Schiffsmachinen », par le Dr G. Bauer.

(2) Vapeur mixte à passagers et marchandises, de 1329,3 tonnes brut, muni de deux machines developpant ensemble 6000 chevaux.

(3) Paquebot-poste de 1[illegible],3 tonnes brut, à deux machines developpant ensemble 8000 chevaux.

aucune trépidation, ou tout au plus des vibrations inappréciables, ce qui prouve irréfutablement que la variabilité des moments de rotation est sans influence sur les phénomènes de trépidation.

Il faut attribuer cela à ce que, pendant un tour de la machine, il se produit toujours deux maxima et deux minima du couple de rotation, et partant aussi de la poussée du propulseur, et que, par conséquent, leurs effets s'annulent. Ce n'est que dans le cas d'un nombre impair de maxima et de minima que des trépidations pourraient se produire.

Par contre il s'est présenté aussi des cas où des navires à machines équilibrées et à couples de rotation très uniformes présentaient des trépidations appréciables.

Il faut donc nécessairement chercher la cause de ce phénomène dans des circonstances autres que l'irrégularité du couple de rotation, et un examen approfondi permet d'ailleurs de la trouver bien vite, si l'on considère que les trépidations en question se produisent toujours exactement avec les mêmes intervalles que les tours de la machine.

Par suite du recul produit par l'action de l'hélice, les particules d'eau frappent, on le sait, les ailes de l'hélice sous un angle aigu déterminé, dit *angle de recul,* qui, dans la plupart des cas, est d'environ 4° ou un peu plus seulement. Or, tant que toutes les ailes de l'hélice ont mathématiquement même pas et même forme, chaque aile rencontre dans l'eau la même résistance tangentielle. Mais supposons le cas extrême d'une hélice à trois ailes dont l'une ait un pas trop petit de 4° environ, la résistance tangentielle (abstraction faite provisoirement du frottement de la surface de l'aile) sera réduite à zéro, et l'action du propulseur sera approximativement la même que s'il n'avait que deux ailes. Si, par contre, on suppose qu'une des ailes ait un pas plus grand que les autres de 4° à peu près, elle devra faire toute seule tout le travail, et le mode de fonctionnement du propulseur sera approximativement le même que s'il n'avait qu'une seule aile.

Or, de tels écarts dans le pas des différentes ailes ne se présentent probablement jamais en pratique; par contre, des écarts d'un degré sont fort communs dans les propulseurs coulés d'une seule pièce, par suite de la déformation de la pièce de fonte pendant qu'elle se refroidit; les hélices à ailes rapportées présentent également de grands écarts dans le pas, d'une part parce que les ailes ne sont pas absolument identiques entre elles et d'autre part parce que, même avec un bon outillage, il est fort difficile de placer les ailes avec toute la précision voulue. Il y aura donc toujours une aile ayant un pas maximum, et exerçant par conséquent sur l'eau une pression tangentielle plus forte que les autres.

Quand l'aile ayant le plus grand pas se trouvera dans sa période de descente, il s'établira une réaction de bas en haut, et quand cette aile s'élèvera, il s'établira une réaction de haut en bas, de sorte qu'à l'extrême arrière du navire existera une force agissant alternativement de haut en bas et de bas

en haut, *exactement avec les mêmes intervalles que les tours de la machine*, et donnant naissance à des trépidations de premier ordre.

De la manière qui vient d'être décrite il se produira des trépidations violentes surtout parce que le bras de levier de cette réaction est très grand (c'est la distance de l'hélice au nœud vibratoire arrière), et parce que les variations des forces suivent exactement la même loi que les oscillations elles-mêmes.

Il suffit que le pas d'une aile s'écarte d'un degré du pas exact, pour provoquer la génération d'un couple beaucoup plus grand que celui qui est dû à des variations éventuelles dans la vitesse de rotation. De plus, comme on l'a déjà fait remarquer, les impulsions provoquées par des inégalités dans le pas des ailes d'hélice sont surtout dangereuses parce que, pendant un tour de la machine, elles ne se produisent qu'une seule fois en sens positif et en sens négatif; tandis que les impulsions dues aux variations de la vitesse de rotation se détruisent réciproquement, en ce qui concerne l'effet produit, parce que, pendant un tour de la machine, elles présentent, sans exception, deux maxima et deux minima.

Pour rendre ces explications plus claires, prenons un exemple numérique.

Le vapeur *König Albert* a deux machines faisant, dans des conditions ordinaires, 80 tours par minute, et développant chacune 4100 chevaux.

Les variations de la vitesse de rotation sont de 10 pour 100 environ.

Le bateau file 15 nœuds, soit $7^{m},7$ par seconde.

4100 chevaux étant équivalents à 307500^{kgm}, la poussée de l'hélice à la vitesse de $7^{m},7$ est d'environ 40000^{kg}, en négligeant les frottements et autres pertes.

Pour une variation de ± 5 pour 100 dans la vitesse de rotation, les valeurs maxima et minima de la poussée du propulseur seraient dans le rapport $\frac{(0,95)^2 \times 40000}{(1,05)^2 \times 40000} = \frac{36100^{kg}}{44100^{kg}}$; la différence n'est que de 8000^{kg}. Or la distance verticale de l'axe de l'arbre d'hélice en contre-bas du centre de gravité du navire étant de 5^{m} environ, le couple qui tendrait à produire une flexion ou une trépidation serait de $8000 \times 5 = 40000$ ou $\pm 20000^{kgm}$.

Et cependant, comme on l'a déjà fait remarquer, il ne se produit pas la moindre trépidation sur ce vapeur.

Le calcul du couple engendré par les écarts dans le pas des différentes ailes s'établit comme il suit :

La force agissant sur l'hélice est de 4100 chevaux, ce qui fait sur une aile (en supposant qu'il y en ait trois) 1366 chevaux. Admettons que le rayon de l'hélice soit $2^{m},50$, et que la distance du centre de gravité de la surface de chaque aile au centre de figure soit les $\frac{4}{10}$ du rayon, ou $1^{m},50$.

A cette distance de l'axe, la vitesse circonférencielle sera de

$$\frac{2.1.5.\pi.80}{60} = 12^{m},564$$

par seconde; la pression tangentielle sur une aile, rapportée à la distance de $1^m,50$, sera, par conséquent, de

$$\frac{1366 \times 75}{12,56} = 8156^{kg}.$$

Supposons maintenant qu'une des ailes ait un pas plus grand que les autres d'un degré seulement, la pression tangentielle que cette aile exercera sera, en comptant l'angle de recul à 4°, de 25 pour 100 de plus élevée (ce petit angle permet encore de prendre l'arc au lieu du sinus); cette différence dans la pression tangentielle sera donc de 2039^{kg}. Comme bras du levier de cette pression, on doit prendre la distance de l'hélice au nœud vibratoire arrière, soit, dans le cas présent, 45^m environ; et alors — tout en négligeant, comme tout à l'heure, les frottements et autres pertes — on obtiendra un couple de $\pm 91555^{kgm}$ qui tend à produire des trépidations.

En bien des cas cependant il y aura encore d'autres causes de trépidations, dues à des défauts dans l'équilibrage des masses et pouvant s'ajouter à celles provoquées par une inclinaison inégale des ailes d'hélice. Dans les cas où les trépidations sont très fortes, il est donc toujours à conseiller de modifier la position de l'hélice par rapport aux manivelles, comme je l'ai déjà recommandé antérieurement à plusieurs reprises.

La forme mathématiquement exacte de toutes les ailes d'hélice est également de la plus haute importance au point de vue de l'effet utile de l'hélice, et il est hors de doute qu'un des plus prochains perfectionnements qui seront encore apportés à nos vapeurs consistera dans l'emploi d'ailes d'hélice travaillées ou façonnées à la machine.

PROPULSION DES NAVIRES PAR DISQUES

AVEC MOUVEMENT RECTILIGNE ALTERNATIF

ET

TRANSMISSION PAR BANDES MÉTALLIQUES,

PAR M. GARIN Y SOCIATS,
Capitaine de vaisseau de la Marine espagnole,
Général de la Armada.

La *propulsion* s'obtient par le mouvement alternatif de deux paires de disques circulaires, installés symétriquement (*fig.* 1 et 2) à l'arrière du

Fig. 1.

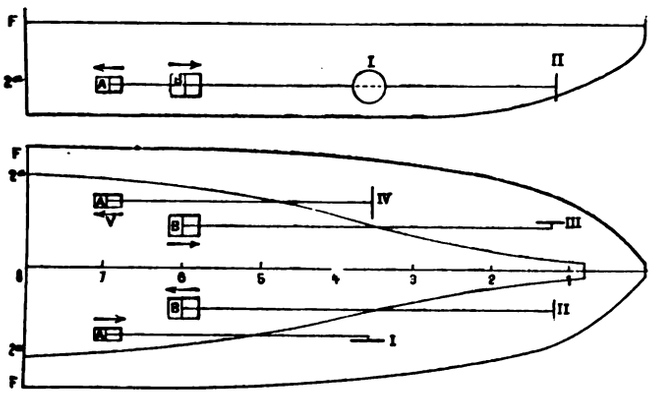
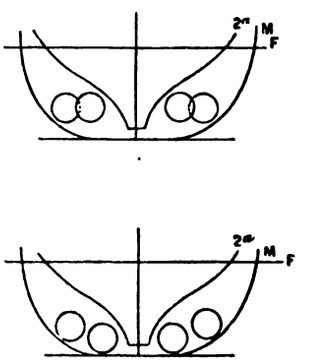


Fig. 2

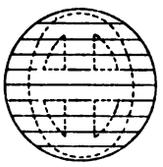


bateau et de chaque côté de son plan diamétral. Une paire de ces disques est située vers la proue et aussi rapprochée de celle-ci que le permettent les formes de la carène; l'autre paire de disques est placée vers l'étambot. Les pistons de la machine à vapeur transmettent leur action aux arbres de couche de telle façon que le mouvement de tout le système obéit à la même loi.

Disques propulseurs. — Les disques propulseurs sont formés de cadres métalliques garnis de planches, comme l'indique la *fig.* 3, et composent le propulseur. De cette façon, on arrive à obtenir un appareil léger et suffisam-

ment résistant, et, en outre, on a l'avantage capital de pouvoir changer facilement les planches, et de varier ainsi la surface du propulseur, si, au moment des essais du bateau, on juge convenable de faire varier le rapport existant entre celle-ci et la surface mouillée du maître-couple.

Fig. 3.



Les disques propulseurs sont placés respectivement à l'extrémité de leur arbre de transmission correspondant. L'assemblage de ces pièces (*fig.* 4 et 5)

Fig. 4.

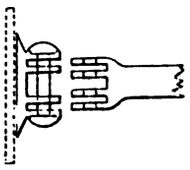
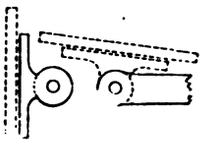


Fig. 5.



se fait à charnière et permet un déplacement relatif limité, puisque le mouvement de rotation du disque est toujours d'un quart de cercle seulement, et situé dans le même quadrant.

Mouvement des disques. — Les disques propulseurs dont il s'agit sont mis en mouvement par des tambours cannelés T, montés sur des pivots et solidaires des arbres-tiges correspondants, qui sont animés, comme nous l'avons vu, d'un mouvement alternatif de va-et-vient (*fig.* 6).

Sur chaque tambour est enroulée une bande métallique rendue solidaire de celui-ci en A, et se logeant dans la gorge qui a été pratiquée à cet effet.

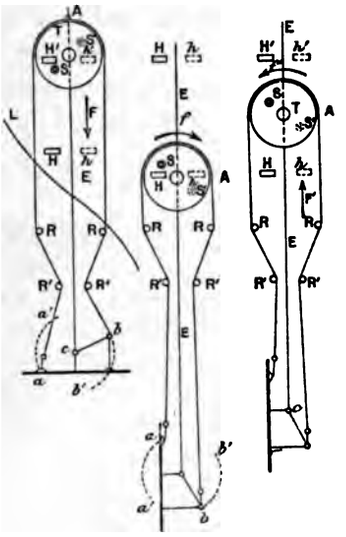
La bande passe sur des rouleaux de renvoi R, R'. Chaque tambour peut tourner sur ses pivots, et ce mouvement se produit lorsque des rouleaux S, S' fixés sur lui viennent en contact avec des butoirs H, H', convenablement fixés sur le bateau et indépendants du mouvement de l'arbre E, et qu'ils sont arrêtés par ceux-ci. Il existe pour chaque tambour deux paires de butoirs, et ces derniers sont disposés et combinés de telle façon, que l'on puisse les faire agir indépendamment. La position des butoirs produira la rotation de chaque tambour correspondant au moment voulu, et par conséquent celle des disques propulseurs, qui sont solidaires de ce mouvement. Le mode d'attaque de la surface de ces disques peut donc varier à volonté.

L'appareil de changement de marche consiste en un système de leviers qui déplacent les butoirs, n'ayant aucune liaison avec le mécanisme moteur, et

par conséquent pouvant être manœuvré rapidement et sûrement. L'importance de cette action instantanée et la sûreté de la manœuvre de cet appareil, montrent les avantages de ce système, puisque la manœuvre dont il s'agit est capitale dans bien des circonstances de la navigation.

L'extrémité intérieure de l'arbre est munie d'une crosse-guide spéciale.

Fig. 6.



Cycle d'un disque. — Le cycle d'un disque propulseur s'opère de la façon suivante :

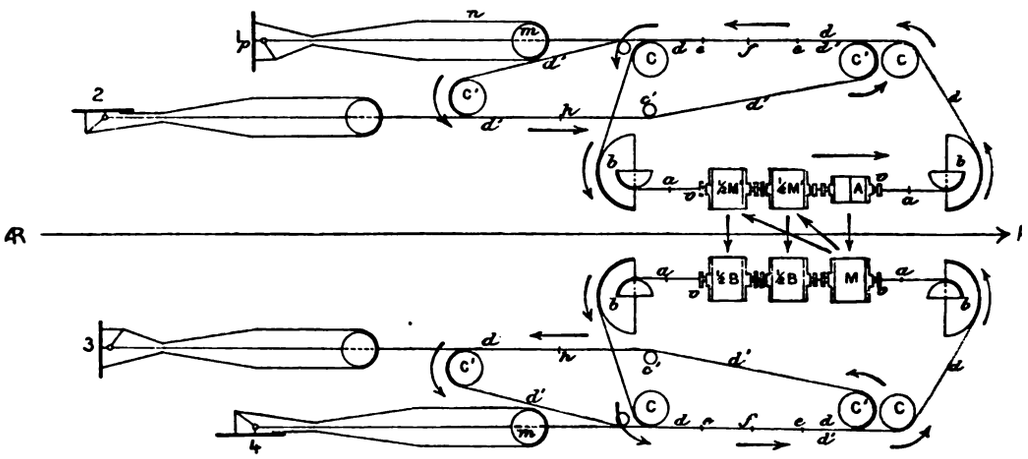
Au commencement de la course, la surface du disque est inclinée d'un angle i, tel que la valeur de $\varphi(B^2)\sin i$ soit minima. Cet angle devra être déterminé par expérience au moment des essais définitifs. Comme au commencement de la course la vitesse de l'arbre, et par conséquent du propulseur, est zéro, et que le navire a une certaine vitesse acquise, il y a une perte de travail occasionnée par l'entraînement des disques, c'est pour cela que l'on donnera à l'angle i une valeur telle que cette perte soit minima. L'arbre continuant son mouvement rectiligne dans le même sens que la carène liquide entraînée, la vitesse de celui-ci augmentant rapidement arrive à dépasser la vitesse du liquide ambiant. La perte dont il s'agit sera donc par cela même de peu d'importance, et, en outre, parce que le courant prédominant tendra à placer le disque propulseur normalement à la direction de l'arbre, c'est-à-dire d'une façon automatique dans la position de la poussée.

Cette impulsion a lieu pendant toute la durée de la course motrice, pendant laquelle la vitesse de l'arbre est supérieure à celle de la carène liquide entraînée. Aussitôt que ces vitesses deviennent égales, le rouleau S arrive en contact du butoir H, et le mouvement du disque propulseur commence de

telle façon, qu'à fond de course la surface de ce disque est parallèle à l'arbre correspondant, c'est-à-dire à l'axe du navire. Le disque étant de profil, présentera un minimum de résistance; c'est dans cette position qu'il sera ramené en arrière, jusqu'à ce que le rouleau S arrive en contact du butoir H, et c'est à ce moment que la rotation du disque propulseur commence, et que sa surface vient à former l'angle *i* lorsqu'il arrive à fond de course.

Machines motrices. — La machine a un cycle unique, et de cette façon elle réunit tous les avantages des machines fixes sur les machines marines. Le moteur qui se prête le mieux à ce travail est une machine à vapeur à quadruple expansion (*fig.* 7), combinée comme il est indiqué sur le schéma et qui, par conséquent, réunit les avantages qui lui sont inhérents.

Fig. 7.



La *transmission de l'énergie cinétique* se fait au moyen de bandes métalliques disposées de la façon suivante :

A l'extrémité des tiges des pistons, est montée une crosse-guide *a*, sur laquelle est fixée l'extrémité d'une bande. L'autre extrémité est fixée sous tension au plateau de moindre rayon d'un tambour différentiel, qui est en somme un appareil multiplicateur, mais qui est indispensable, parce qu'il est évidemment avantageux que la course des pistons soit la plus réduite possible, et qu'il faut obtenir une impulsion suffisamment prolongée.

Une autre bande est fixée sur le plateau de diamètre supérieur de l'appareil multiplicateur, et, guidée par des poulies-guides, vient s'attacher sous tension à la crosse-guide *f*, montée à l'extrémité intérieure de l'arbre, celle qui est la plus éloignée des cylindres. Sur cette même crosse, est fixée l'extrémité de l'autre bande métallique, qui passe sur les poulies-guides *c'*, et cette fixation est faite également par l'intermédiaire d'un tendeur.

Avec cette combinaison, le montage général est rendu plus facile, et les

fonctionnements des disques propulseurs d'une même bande sont alternativement opposés.

L'emploi des bandes métalliques s'est imposé, pour ces transmissions, à cause des avantages marqués qu'elles ont sur les câbles plats également métalliques, c'est-à-dire perfection du contact, allongement permanent nul et permettant de calculer d'avance leurs conditions de résistance, d'élasticité, etc.

Détails du montage. Avantages du système. — Lorsqu'on procédera au montage de l'appareil, il y aura lieu de marquer des repères fixes pour indiquer les positions initiales et finales de la course des pistons, ainsi que les positions initiales des arbres. Ces points permettront d'effectuer sans difficulté le remplacement et mise en place d'un tronçon quelconque de la transmission.

La facilité qui existe pour remplacer l'appareil multiplicateur par un autre, permettra aussi de déterminer expérimentalement le rapport le plus avantageux pratiquement entre la course des pistons et celle de l'arbre, qui produit un effet maximum par les propulseurs, relativement à celui qui avait été calculé dans l'étude du projet, puisqu'il doit il y avoir une course des propulseurs qui donne pratiquement un rendement maximum.

Les poulies, les rouleaux des crosses des pistons et des arbres seront montés sur leurs pivots, et l'on placera entre les surfaces de frottement des cylindres d'antifriction du premier ordre, qui convertiront le frottement de glissement en un frottement de roulement.

Les coussinets des paliers de support des arbres seront formés de boîtes cylindriques, à l'intérieur desquelles seront placés des cylindres d'antifriction de second ordre, de façon à obtenir également un frottement de roulement.

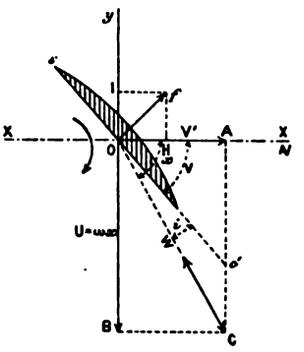
Comme le centre de gravité de chacun de ces organes se meut dans un plan, on pourra réduire la section des pièces, et, par conséquent, il y aura économie du métal employé, et, en outre, l'avantage de diminuer une des causes des forces d'inertie. Ceci facilite également la solution du problème, qui consiste à emmagasiner les forces vives qui se développent pendant une période de mouvement accéléré, et qui ne seraient pas absorbées pendant une période de mouvement retardé par le frottement ou par le travail résistant, de telle façon que ces forces puissent être intégralement restituées. Cette compensation peut en effet se faire, puisque le mouvement est rectiligne et alternatif, et que des ressorts métalliques, convenablement disposés, peuvent résoudre le problème; on pourra également accoupler ces ressorts de telle façon que la perte de flèche soit doublée sous une même charge, ce qui adoucira le travail de ces pièces.

La plus grande flexibilité obtenue par ce moyen, précisément aux points extrêmes avant et arrière de la course du système dont il s'agit, aura l'avantage d'augmenter la protection des organismes, et, par conséquent, d'éviter les accidents produits par des éléments perturbateurs.

Examen général.

Si nous considérons le système des disques propulseurs, et si nous le comparons au système hélicoïdal au point de vue de la transformation de l'énergie cinétique en impulsion, on voit que le premier donnera lieu à une économie de la force dépensée pour sa production par rapport au second, et

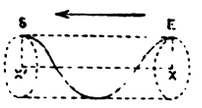
Fig. 8.



représentée graphiquement par la composante OH (*fig.* 8), ou par le couple résistant à la rotation.

Ce fait est mis encore en évidence en supposant que toutes les forces agissant sur tous les éléments de surface d'une aile d'hélice sont remplacées par leur résultante en son point d'application, et si l'on tient compte que pendant la durée d'une révolution le travail de cette force est celui qui serait absorbé pour parcourir une spire cylindrique ES (*fig.* 9), de rayon égal à la distance de ce centre d'action à l'axe de rotation, XX', et de hauteur égale au pas XX'. Cette action multipliée par le nombre d'ailes d'hélice peut être remplacée par l'action d'une surface normale à la direction de l'axe et parcourant dans ce même temps l'axe XX'.

Fig. 9.



Cette conséquence, basée sur des études générales, et admettant les hypothèses logiques, donne pour résultat, que pour produire une même impulsion il faut pour faire mouvoir les disques propulseurs la moitié des cylindrées nécessaires pour effectuer la rotation des hélices; l'économie de vapeur sera donc de 50 pour 100 environ.

Cette économie peut se traduire de deux façons : ou bien avoir des machines plus économiques pour les navires qui doivent posséder les vitesses admises

actuellement, ou bien, en admettant la même production, pouvoir disposer d'une puissance double, qui serait employée à augmenter la vitesse de marche.

Si nous examinons les résultats donnés par la théorie admise généralement pour la propulsion par réaction, il en résulte que celle qui est réalisée par les disques est la meilleure, et celle qui s'approche le plus du type idéal, non seulement parce que les composantes latérales sont nulles, mais encore parce que, avec des intensités égales, elle attaque la plus grande quantité possible de masse liquide, et la refoule parallèlement au chemin parcouru.

Bien plus même, si l'on dispose sur la surface des disques des orifices convenablement placés, la masse liquide, outre qu'elle sera normalement attaquée, subira à cause de la forme de la surface une concentration constante, qui aura lieu sur toute la surface de contact et au travers du disque, réduisant ainsi au minimum les déviations en tous sens des veines liquides, et augmentant l'efficacité du propulseur.

Les conclusions des théorèmes et des expériences relatifs à la succion et à l'immersion sont également favorables aux disques propulseurs.

En ce qui concerne l'intermittence des actions impulsives, il y a lieu d'avoir confiance dans les résultats qui seront obtenus pratiquement, d'autant plus que le système par disques propulseurs est analogue à celui de la locomotion aquatique la plus rapide, et qu'ils ont de commun les points suivants :

1° Locomotion résultant de l'action combinée de forces impulsives placées en différentes régions du corps;

2° La combinaison produit des impulsions successives intermittentes;

3° La vitesse résulte de la rapidité avec laquelle fonctionnent les organes d'impulsion.

Pour terminer, et dans le but d'éclairer cette intéressante question, examinons un requin, et voyons d'abord que la surface de la queue est beaucoup plus petite que celle des nageoires latérales, et déduisons-en que la marche de ce poisson est le résultat des impulsions produites par la queue et les nageoires. Les points d'application des efforts moteurs ne sont pas réunis en un seul point.

Ceci posé, nous voyons que le fonctionnement de la queue est alternatif et non de translation latérale, mais bien de rotation autour de son axe, de façon à obtenir une sorte de mouvement hélicoïdal. Les nageoires au contraire ont des mouvements de brassage, vibratoires ou ondulatoires. Comme première hypothèse, on admet qu'il y a un mouvement alternatif, et que l'organe qui produit la propulsion se place de profil, de façon à offrir à l'eau la moindre résistance possible dans son mouvement vers l'avant; et dans son mouvement vers l'arrière son orientation est telle, qu'elle puisse refouler la plus grande quantité d'eau possible. Comme seconde hypothèse on admet que les mouvements d'élévation et d'abaissement des nervures des ailettes sont produits par des muscles spéciaux indépendants, qui déterminent l'ondulation dans un sens ou dans un autre et produisent la natation.

Malgré ces hypothèses, comme la nature des mouvements de la queue et des nageoires est si variée, on ne peut concevoir une combinaison possible dans l'ordre de succession de ces mouvements élémentaires, de façon à obtenir un mouvement continu, mais bien au contraire une succession d'actions intermittentes produites, répétées avec plus ou moins de rapidité.

Malgré tout ce qui a été exposé, et les démonstrations contenues dans les livres spéciaux, il est hors de doute que la mise en pratique et l'expérience peuvent seules permettre un jugement définitif sur la question dont il s'agit, puisque ces phénomènes ont lieu dans une masse liquide, et que les lois qui les régissent et les influences qui interviennent ne sont pas même parfaitement connues.

FATIGUE DES TUYAUTAGES DE VAPEUR

PRODUITE

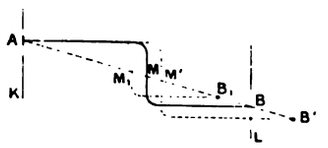
PAR LEUR DILATATION A CHAUD,

PAR M. SIMONOT,
Ingénieur du Génie maritime.

Les tuyautages de vapeur ont à résister d'abord à la pression de la vapeur qui s'exerce intérieurement; mais d'autre part cette vapeur étant chaude tend à faire dilater les tuyaux, qui, s'ils ne peuvent le faire librement, sont obligés de se déformer en subissant une fatigue spéciale qui peut être de première importance.

Supposons (*fig.* 1) pour fixer les idées qu'un tuyau AMB ait ses deux extrémités A et B tenues à deux cloisons AK et BL, fixes et indéformables.

Fig. 1.



Ce tuyau peut être considéré comme encastré en A et B. Si l'extrémité A était seule encastrée et l'extrémité B libre, il est clair que sous l'influence de la dilatation seule, le tuyau prendrait la forme AM'B'; le point B se déplacerait en particulier sur la droite AB, et viendrait en un point B' tel que $BB' = \lambda \times \overline{AB}$, λ étant la dilatation totale par unité de longueur. L'effet de la cloison BL est donc de ramener le point B' en B (ce qui déforme le tuyau), puis d'obliger le tuyau à conserver sa direction primitive en ce point.

Au fond on peut remplacer l'action de la cloison par celle d'une force F et d'un couple μ, convenablement choisis, appliqués en B', force et couple qu'on peut déterminer de telle sorte qu'ils produisent les deux effets indiqués ci-dessus.

D'ailleurs, au lieu d'opérer à la température t de la vapeur, on peut tout aussi bien étudier le problème équivalent suivant :

Un tuyau AMB *étant encastré en* A, *déterminer quels sont la force* F *et le couple* μ *qu'il faut appliquer à l'autre extrémité* B, *pour que :*

1° *Le point* B *se déplace suivant la direction* BA ;

2° *Le raccourcissement soit égal à* $\lambda \times \overline{AB}$;

3° *Le tuyau conserve la même direction à cette extrémité* B.

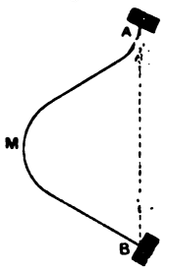
La relation que l'on trouvera entre la fatigue maximum et le raccourcissement λ par unité de longueur est la même que celle qui existera entre la fatigue maximum produite par une dilatation à chaud égale à λ par unité de longueur et cette dilatation λ.

Il est bien entendu qu'il y a lieu de tenir compte de ce fait que les coefficients de déformation peuvent ne pas avoir la même valeur à la température ordinaire et à la température t. Ce sont ces derniers qu'il faut introduire dans les formules.

Nous nous proposons uniquement dans cette étude de montrer comment on pourrait calculer la fatigue des tuyautages produite par une dilatation à chaud égale à λ par unité de longueur, à condition qu'on ait pu déterminer expérimentalement un certain nombre de coefficients.

Disons d'ailleurs que si l'on tenait absolument à être fixé sur la dilatation à chaud par unité de longueur, que pourrait prendre un tuyau de forme quelconque AMB (*fig.* 2), encastré à ses extrémités fixes A et B, sans qu'il en

Fig. 2.



résulte une fatigue excessive en un endroit quelconque, on pourrait la déterminer expérimentalement.

Il suffirait, par exemple, de munir les extrémités A et B de têtes avec glissières, coulissant sans jeu appréciable dans une rainure verticale placée suivant AB.

En agissant avec des forces P de grandeur croissante, on trouverait quel est le raccourcissement r de $\overline{AB}$, à partir duquel les extrémités A et B ne reviennent plus à leur écartement primitif lorsqu'on supprime les forces P ; à ce moment il commence à se produire des déformations permanentes dans le tuyautage.

Il est clair que si l'on n'avait pas à tenir compte de la variation de limite élastique que subit le métal en s'échauffant, le tuyautage considéré pourrait supporter une dilatation totale $\frac{r}{AB}$ par unité de longueur, sans que la limite d'élasticité fût dépassée en quelque endroit. Dans la fixation du coefficient réducteur de sécurité, on tiendra compte d'ailleurs de la variation de limite élastique.

Ceci dit, les calculs, que nous avons faits en vue de déterminer les fatigues des tuyautages produites entièrement par leur dilatation à chaud, ayant comme bases les équations de flexion établies avec les hypothèses de la Résistance des matériaux, ne sont naturellement valables que dans les limites où celles-ci sont applicables. En particulier il ne saurait être question de les employer dès que la fatigue du métal dépasse en quelque endroit la limite d'élasticité proportionnelle du métal. Si l'on remarque toutefois que les dilatations à chaud sont, somme toute, très faibles par rapport à l'allongement que peut subir le métal ($\frac{1}{1000}$ par unité de longueur pour du cuivre soumis à une augmentation de température de 200°), et que les déformations qui en sont la conséquence ne peuvent produire aux fibres les plus chargées que des allongements et contractions également très réduits, il est facile de se rendre compte qu'abstraction faite de tous calculs et formules, dont on peut toujours discuter la valeur, la fatigue maximum produite par la dilatation à chaud ne peut guère dépasser la limite des petits allongements ou limite d'élasticité apparente du métal. A cette limite le métal s'allonge en effet brusquement, sans augmentation sensible de charge, d'une quantité en valeur absolue très petite, mais toutefois suffisamment grande pour que les effets de la dilatation puissent se produire complètement. Cette limite peut être fixée à 20^{kg} à 25^{kg} pour les aciers au carbone de 40^{kg} de résistance moyenne à la traction par millimètre carré, et à 10^{kg} pour le cuivre.

Nous prenons intentionnellement pour le cuivre la limite élastique du métal écroui et non celle du métal recuit, comme il peut se trouver cependant dans le voisinage des brides brasées. Celle-ci est beaucoup plus faible, 3^{kg} à 4^{kg} seulement; mais si la fatigue du métal dépasse ce chiffre, il s'écrouit de lui-même en place, de telle sorte qu'au pis aller la courbe des déformations aux points le plus chargés est dans ce cas de la forme suivante (*fig.* 3) :

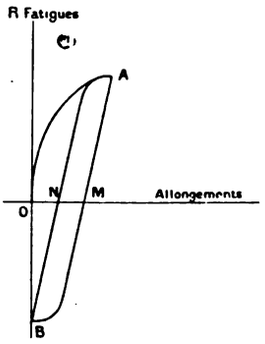
OA, au premier chauffage;
AMB, au refroidissement complet suivant;
BNA, au second chauffage; etc.

Les points A et B différant très peu de ceux qui définissent la constitution du métal à la limite des petits allongements et des petits raccourcissements, ces déformations successives de sens inverse fatigueraient beaucoup le métal qui se détériorerait lentement.

Les expériences connues de Wœhler ont mis en évidence ce fait, qu'un

métal, qui subirait ainsi des tractions et compressions locales successives de ce genre, finirait toujours par se rompre. Il est vrai que ce serait à la suite d'un nombre de chaudes et de refroidissements relativement grand, et d'ailleurs d'autant plus petit que la fatigue maximum serait plus élevée. D'autre

Fig. 3.



part, les efforts produits par la dilatation dans les tuyautages prennent naissance très lentement. C'est ce qui fait, à notre avis, qu'on peut admettre une fatigue maximum de ce genre relativement grande pour les tuyautages, qui, si on les compare à des pièces de machines, ne subissent que des efforts lents, avec des alternances en nombre très réduit.

Nous résumons dans un Tableau ci-après les formules auxquelles nous aboutissons pour la fatigue de tuyautages de formes variées.

Conclusions générales. — Quand la dilatation à chaud d'une conduite de vapeur ne peut se produire librement, elle donne naissance à des forces et couples, qui produisent une fatigue spéciale d'autant plus grande naturellement que la dilatation est plus forte. Ce qu'il importe de connaître ce n'est pas la valeur de ces forces et couples, mais bien celle de la fatigue maximum qu'ils produisent suivant la valeur de la dilatation.

Il est important de remarquer que dans un tuyautage d'épaisseur uniforme cette fatigue ne dépend nullement de l'épaisseur du métal. Cela tient à ce que la fatigue varie d'une part en raison inverse du moment d'inertie transversal des pièces, et d'autre part en raison directe du moment fléchissant. Si au lieu de se donner un moment de flexion, on s'impose une flèche donnée, ou une déformation déterminée dans un tuyautage, le moment de flexion nécessaire pour la produire sera proportionnel au moment d'inertie, de telle sorte qu'au total l'expression de la fatigue produite par une dilatation donnée d'un tuyautage d'épaisseur uniforme est tout à fait indépendante de cette épaisseur.

Une augmentation proportionnelle d'épaisseur agit donc seulement en réduisant la fatigue produite par la pression de la vapeur intérieure, mais ne change en rien celle due à la dilatation à chaud.

A égalité de formes et de dimensions, il est important de se rendre compte de l'influence de la nature du métal. Il est clair que, d'une part, la fatigue produite par la dilatation sera d'autant plus élevée que le coefficient de dilatation à chaud du métal sera plus grand, et que, d'autre part, elle sera d'autant plus petite que le métal se déforme plus facilement sous l'action d'efforts donnés.

Nous montrons en somme que la fatigue du métal dépend, seulement en tant que nature du métal, du produit $E\lambda$ du module d'élasticité par le coefficient de dilatation à chaud. Or ce produit $E\lambda$ est sensiblement le même pour l'acier et le cuivre, car on a approximativement

$$\left.\begin{array}{ll} E = 20000 & \text{pour l'acier} \\ E = 10000 & \text{pour le cuivre} \end{array}\right\} \text{à la traction,}$$

alors que le coefficient de dilatation à chaud est environ deux fois plus petit pour l'acier que pour le cuivre.

Il s'ensuit que des tuyautages en acier et en cuivre placés dans les mêmes conditions subissant une même fatigue du fait de la dilatation à chaud, il y a plus de sécurité, à ce point de vue, à employer l'acier, dont la limite élastique est beaucoup plus grande.

L'acier doux au carbone, que l'on emploie actuellement (nous ne parlons pas, bien entendu, des aciers au nickel), a malheureusement contre lui une oxydabilité assez grande, inconvénient que ne présente pas le cuivre.

Les tuyautages d'acier doivent donc être disposés de telle sorte qu'ils puissent être facilement examinés intérieurement après démontage.

Il faut, pour cela, autant que possible les composer de portions rectilignes, réunies par des coudes en acier moulé de faible développement et de faible rayon de courbure, de telle sorte que le tout puisse être facilement inspecté, à l'aide de lampes électriques et petits miroirs s'il y a lieu. Dans les quelques exemples que nous avons choisis à dessein comme comparaison, on peut voir que la fatigue d'un tuyautage ainsi constitué ne dépasserait pas celle d'un tuyautage où l'on aurait remplacé les petits coudes en acier moulé par des coudes de même épaisseur moyenne que le reste de la conduite, et obtenus par cintrage d'un tuyau droit, dans les limites où cette opération est possible.

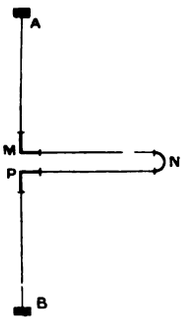
Ainsi à titre d'exemple on pourrait absorber la dilatation d'un tuyau ANB (*fig.* 4) encastré en A et B, en le constituant de portions rectilignes réunies par des coudes en acier moulé M, N, P, très courts et facilement visitables.

Il est clair d'ailleurs qu'on y arriverait plus facilement en installant un joint glissant.

Nous pensons que dans beaucoup de cas il serait plus sage pour absorber les dilatations à chaud de recourir à l'emploi de joints glissants convenablement établis, que de composer les tuyautages de portions coudées, qui sont,

somme toute, peu propres à absorber la dilatation, et qui ne le font en tout cas qu'en imposant une fatigue spéciale importante au tuyautage.

Fig. 4.



Dans les formules qui suivent :

$$\frac{U}{I} = 1 - 0{,}85\,\frac{r}{\rho},$$

d = diamètre du tuyau,

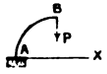
r = son rayon,

ρ = rayon de courbure,

I_0 = moment d'inertie de la section transversale du tuyau droit par rapport à son diamètre,

$I = K I_0$,

K étant à déterminer par expérience.

	ALLONGEMENT suivant AX.	FLÈCHE normalement à AX.	FATIGUE MAXIMUM.	VALEUR DE $\frac{\rho}{d}$ pour laquelle $R = 10^{kg}$, avec $E\lambda = 40$.
 1° Quart de cercle avec encastrement parfait en A et charge verticale en B.	$\mathcal{E} = \frac{P\rho^3}{3EU}$	$f = \frac{P\rho^3}{1,27EU}$	$R_A = \frac{U}{I} \times \frac{0,63E\lambda}{\frac{\rho}{d}}$	$\frac{\rho}{d} = 2,4$
2° Quart de cercle encastré parfaitement en A, avec charge verticale P et couple μ en B.	$\mathcal{E} = \frac{P\rho^3}{3EU} - 0,57\frac{\mu\rho^2}{EU}$	$f = 0,79\frac{P\rho^2}{EU} - \frac{\mu\rho^2}{EU}$	...	...
3° Id., le couple μ étant déterminé de façon que la tangente en B soit horizontale.	$\mathcal{E} = \frac{1}{7,3}\frac{P\rho^3}{EU}$	$f = \frac{1}{6,7}\frac{P\rho^3}{EU}$	$R_B = \frac{U}{I} \times \frac{2,13E\lambda}{\frac{\rho}{d}}$	$\frac{\rho}{d} = 8$
4° Quart de cercle encastré parfaitement à ses deux extrémités A et B.	...	$\frac{0,0061P\rho^3}{EU} + \frac{1}{\pi}\frac{P\rho^3}{EI} \times \frac{r^2}{\rho^2}$	...	$\frac{\rho}{d} = 25$ à 30
5° Quart de cercle encastré en A horizontalement et soumis à une force verticale P en B.	$\mathcal{E} = \frac{P\rho^3}{2EU}$	$f = \frac{1}{2,8}\frac{P\rho^3}{EU}$	$R = 1,4 \times \frac{U}{I} \times \frac{E\lambda}{\frac{\rho}{d}}$	$\frac{\rho}{d} = 5$
6° Quart de cercle encastré en A horizontalement et soumis à une force verticale P et à un couple μ en B.	$\mathcal{E} = \frac{P\rho^3}{2EU} - \frac{\mu\rho^2}{EU}$	$f = 0,35\frac{P\rho^3}{EU} - 0,57\frac{\mu\rho^2}{EU}$	...	..

	ALLONGEMENT suivant AX.	FLÈCHE normalement à AX.	FATIGUE MAXIMUM.	VALEUR DE $\frac{\rho}{d}$ pour laquelle $R = 10^{kg}$, avec $E\lambda = 10$.
7° Même cas, le couple μ étant tel que la tangente en B reste verticale.	$\mathcal{C} = \frac{1}{7,3} \frac{P\rho^3}{EU}$	$f = \frac{1}{6,7} \frac{P\rho^3}{EU}$	$R_A = \frac{U}{I} \times \frac{2,13 E\lambda}{\frac{\rho}{d}}$	$\frac{\rho}{d} = 8$

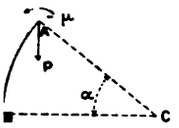
Observations générales. — Quelle que soit la valeur de la fatigue donnée par les formules ci-dessus, elle ne peut dépasser d'une façon sensible la limite élastique du métal, ainsi qu'il a été expliqué.

La comparaison du quatrième cas avec chacun des autres montre quelle erreur on commettrait, si l'on calculait l'effet des dilatations sans tenir compte des efforts et couples de flexion, résultant de ce que le tuyautage est maintenu à ses *deux* extrémités.

	ALLONGEMENT suivant AX.	FLÈCHE normalement à AX.	FATIGUE MAXIMUM.	VALEUR DE $\frac{\rho}{d}$ pour laquelle $R = 10^{kg}$, avec $E\lambda = 40$.
8° Encadrement en A et B :				
$(l + \rho) = 20r$; $l = 14r$, $\rho = 6r$.	...	...	$R = 14{,}4^{kg}$ en A ou B	Comme précédemment quels que soient les chiffres de fatigue indiqués ci-contre d'après les formules, la fatigue ne peut dépasser sensiblement 10^{kg} pour le cuivre, 20^{kg} pour l'acier extra-doux.
$l = 10r$, $\rho = 10r$.	...	...	$R = 18$ »	
$l + \rho = 30r$; $l = 24r$, $\rho = 6r$.	...	...	$R = 8{,}7$ »	
$l = 20r$, $\rho = 10r$.	...	...	$R = 10$ »	
$l + \rho = 40r$; $l = 34r$, $\rho = 6r$.	...	...	$R = 6{,}3$ »	
$l = 30r$, $\rho = 10r$.	...	...	$R = 6{,}9$ »	
$l + \rho = 50r$; $l = 44r$, $\rho = 6r$.	...	...	$R = 4{,}9$ »	
$l = 40r$, $\rho = 10r$.	...	...	$R = 5{,}3$ »	
9° Tuyautage composé de deux portions rectilignes à 90°, avec tubulure *rigide* fondue en C et encastrements en A et B :				
$\frac{l'}{l} = 1$.	...	...	$R = 240\frac{r}{l} = 120\frac{d}{l}$	
$\frac{l'}{l} = 2$.	...	...	$R = 340\frac{r}{l} = 170\frac{d}{l}$	
$\frac{l'}{l} = 3$.	...	...	$R = 420\frac{r}{l} = 210\frac{d}{l}$	
Si $\frac{l'}{l} = 1$; $\frac{l}{r} = 20$.	...	...	$R = 12^{kg}$	Cette forme de tuyau serait donc au moins équivalente à la forme précédente au point de vue fatigue.
$\frac{l}{r} = 30$.	...	...	$R = 8$	
$\frac{l}{r} = 40$.	...	...	$R = 6$	

	ALLONGEMENT suivant AX.	FLÈCHE normalement à AX.	FATIGUE MAXIMUM.	VALEUR DE $\frac{\rho}{d}$ pour laquelle $R = 10^{kg}$, avec $E\lambda = 40$.
10° Tuyau de la forme ci-contre encastré en A et B :				
$(l + a + \rho) = 30r$, $\rho = 6r$, $a = 14r$.	...	...	$R_M = 7^{kg}$	
$l = 10r$, $\rho = 10r$, $a = 10r$.	...	...	$R_M = 6$	
$\rho = 14r$, $a = 6r$.	...	...	$R_M = 5,5$	
$l + a + \rho = 40r$, $\rho = 6r$, $a = 14r$.	...	...	$R_M = 8,7$	
$l = 20r$, $\rho = 10r$, $a = 10r$.	...	...	$R_M = 7,5$	
$\rho = 14r$, $a = 6r$.	...	...	$R_M = 6,7$	
$l + a + \rho = 50r$, $\rho = 6r$, $a = 14r$.	...	...	$R_M = 10,5$	
$l = 30r$, $\rho = 10r$, $a = 10r$.	...	...	$R_M = 9,05$	
$\rho = 14r$, $a = 6r$.	...	...	$R_M = 8,1$	
11° Tuyau de la forme ci-contre encastré en A et B, tubulures fondues rigides en A′ et B′ :				
$l + \rho = 30r$, $\frac{\rho}{r} = 6$, $\frac{a}{r} = 14$.	$\frac{l}{r} = 34$	...	$R_M = 6,6$	Cette dernière forme serait donc au moins équivalente à la précédente, à égalité de distance AB.
10, 10.	20	...	$R_M = 5,7$	
14, 6.	16	...	$R_M = 5,3$	
$l + \rho = 40r$, 6, 14.	34	...	$R_M = 8,4$	
10, 10.	30	...	$R_M = 7,3$	
14, 6.	26	...	$R_M = 6,6$	
$l + \rho = 50r$, 6, 14.	44	...	$R_M = 10,3$	
10, 10.	40	...	$R_M = 8,9$	
14, 6.	36	...	$R_M = 8$	

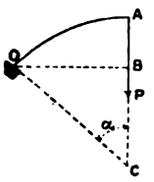
12° *Arc de cercle* OA *encastré en* O *et soumis en* A *à une force verticale* P *et à un couple* $-\mu$.



$$\mathcal{C} = \frac{P\rho^3 \sin^2\alpha}{2EU} - \frac{(P\rho\cos\alpha + \mu)}{EU}\rho^2 \sin\alpha\left(\alpha - \operatorname{tang}\frac{\alpha}{2}\right),$$

$$f = \frac{P\rho^3\alpha}{2EU} - \frac{P\rho^3 \sin\alpha\cos\alpha}{2EU} + \frac{(P\rho\cos\alpha + \mu)\rho^2\alpha\cos\alpha}{EU} - \frac{(P\rho\cos\alpha + \mu)}{EU}\rho^2\sin\alpha$$

13° *Arc de cercle* OA *encastré en* O *et soumis en* A *à une force dirigée suivant le rayon* (flèche suivant AB).



$$f = \frac{P\rho^3}{2EU}(\alpha - \sin\alpha\cos\alpha).$$

Expériences à faire.

Les expériences de flexion de tuyautages en cuivre qui ont été exécutées à Brest par M. l'Ingénieur de la Marine Maugas, et celles que nous avons eu l'occasion de faire sur des tuyautages en acier circulaires de diverses formes nous ont amené à conclure que le coefficient K dont il faudrait affecter le moment d'inertie I dans la formule de flexion, diminue très rapidement quand le rapport du rayon de courbure du tuyau à son diamètre décroît et tombe à $\frac{1}{2}$ pour $\frac{\rho}{d} = 4$, par exemple.

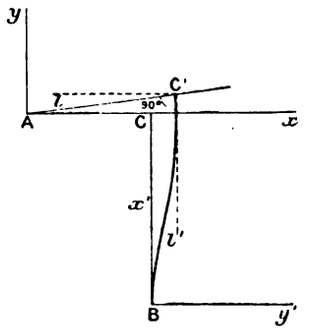
Mais les expériences que nous avons ne sont pas assez nombreuses, et il y aurait lieu de les continuer méthodiquement pour bien analyser les faits; elles devraient, à notre avis, être exécutées sur des arcs *circulaires;* c'est alors seulement qu'il serait possible de faire une théorie plus complète que celle qui est établie d'après les hypothèses actuelles de la Résistance des matériaux, hypothèses qui auraient probablement besoin d'être revues.

Jusqu'alors il ne semble pas qu'il soit possible d'établir, avec des bases solides, des formules de flexion pour les tuyautages de forme quelconque, puisque le coefficient K serait variable tout le long de la fibre neutre, si l'opinion que nous avons exposée est reconnue exacte.

CALCULS ANNEXES.

1. *Soit à déterminer les effets de la dilatation à chaud et, en particulier, la fatigue d'un tuyautage* ACB *composé de deux parties rectilignes* AC *et* CB *de largeurs l et l' encastrées parfaitement en* A *et* B; *elles sont réunies par un coude fondu, de peu de développement, mais d'épaisseur suffisante pour qu'on puisse supposer l'angle droit* C *absolument indéformable.* — On peut étudier isolément les déformations de AC et CB en les séparant en C, et

Fig. 5.



remplaçant l'action du tronçon manquant par deux forces P et P' dirigées parallèlement à BC et AC et par un couple μ, ces deux forces et ce couple étant déterminés par les équations de liaison du système.

Équation de AC' *par rapport aux axes* YAX.

$$EI\frac{d^2y}{dx^2} = -P(x-l) - \mu + P'(f-y),$$

f étant flèche en C' normalement à AX.

$P'(f-y)$ est négligeable par rapport à $P(x-l)+\mu$. Intégrant

$$EI\frac{dy}{dx} = -\frac{P(x-l)^2}{2} - \mu(x-l) + K;$$

pour $x = 0$,

$$\frac{dy}{dx} = 0,$$

d'où

$$K = \frac{Pl^2}{2} - \mu l, \tag{1}$$

puis

$$EIy = -\frac{P(x-l)^3}{6} - \frac{\mu(x-l)^2}{2} + K(x-l) + EIf$$

puisque, pour $x = l$,

$$y = f.$$

Écrivant que, pour $x = 0$, $y = 0$, il vient

$$(2) \qquad \mathrm{E}\mathrm{I} f = -\frac{\mathrm{P} l^3}{6} + \frac{\mu l^2}{2} + \mathrm{K} l.$$

Fig. 6.

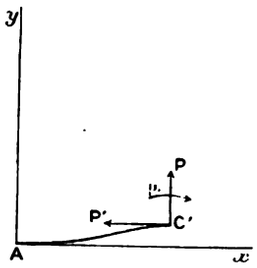
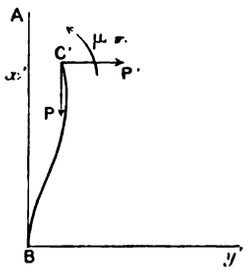


Fig. 7.



Équation de BC′ *par rapport aux axes* Y′BX′. — On a de même

$$\mathrm{E}\mathrm{I}\frac{d^2 y'}{dx'^2} = -\mathrm{P}'(x' - l') - \mu + \mathrm{P}(f' - y'),$$

ce dernier terme étant négligeable; puis, comme ci-dessus,

$$(3) \qquad \mathrm{K}' = \frac{\mathrm{P}' l'^2}{2} - \mu l',$$

$$(4) \qquad \mathrm{E}\mathrm{I} f' = -\frac{\mathrm{P}' l'^3}{6} + \frac{\mu l'^2}{2} + \mathrm{K}' l'.$$

La fatigue en A est donnée par

$$\mathrm{R}_\mathrm{A} = \frac{(\mathrm{P} l - \mu) d}{2\mathrm{I}},$$

d'où

$$\mathrm{P} l = \mu + \frac{2\mathrm{R}_\mathrm{A}\mathrm{I}}{d},$$

puis

$$(2\ bis) \qquad \mathrm{E}\mathrm{I} f = -\frac{\mu l^2}{6} + \frac{2\mathrm{R}_\mathrm{A}\mathrm{I}}{d}\frac{l^2}{3},$$

et, de même,

$$(4\ bis) \qquad \mathrm{E}\mathrm{I} f' = -\frac{\mu l'^2}{6} + \frac{2\mathrm{R}_\mathrm{B}\mathrm{I}}{d}\frac{l'^2}{3}.$$

Équation de liaison. — Exprimons que les tangentes en C′ à chacune des portions AC′ et BC′ sont rectangulaires. Il faut

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_{x=l} = -\left(\frac{dy'}{dx'}\right)_{x'=l'},$$

d'où

$$K + K' = 0, \tag{5}$$

ou, en remplaçant K et K′ par leurs valeurs (1) et (3),

$$\frac{Pl^2}{2} + \frac{P'l'^2}{2} - \mu(l + l') = 0. \tag{5 bis}$$

Divisons les deux membres de (2) par l, ceux de (4) par l', et ajoutons, en tenant compte de ce que $K + K' = 0$, il vient

$$EI\left(\frac{f}{l} + \frac{f'}{l'}\right) = -\frac{\mu(l + l')}{6} + \frac{\mu(l + l')}{3} = \frac{\mu(l + l')}{6}$$

ou

$$\mu = \frac{6EI\left(\frac{f}{l} + \frac{f'}{l'}\right)}{l + l'}.$$

Si λ est la dilatation totale par unité de longueur, subie par AC et CB, on a

$$f = \lambda l', \qquad f' = \lambda l,$$

en négligeant des quantités d'ordre infiniment petit supérieur, d'où

$$\mu = \frac{6E\lambda I(l^2 + l'^2)}{ll'(l^2 + l'^2)}.$$

Puis de (2 *bis*), on déduit

$$R_A = \frac{3E\lambda dl'}{2l^2} + \frac{3E\lambda d(l^2 + l'^2)}{2ll'(l + l')},$$

et, de (4 *bis*),

$$R_B = \frac{3E\lambda dl}{2l'^2} + \frac{3E\lambda d(l^2 + l'^2)}{2ll'(l + l')}.$$

On a d'ailleurs

$$R_C = \frac{\mu d}{2l} = \frac{3E\lambda d(l^2 + l'^2)}{2ll'(l + l')}.$$

On voit que

$$\begin{cases} R_A = R_C + \dfrac{3E\lambda dl'}{2l^2}, \\ R_B = R_C + \dfrac{3E\lambda dl}{2l'^2}. \end{cases}$$

Le point qui fatigue le plus dans l'ensemble du tuyautage est le point d'encastrement du tuyau le moins long, c'est-à-dire A, dans la figure ci-dessus.

On remarquera que, pour $l = l'$, on a

$$R_A = R_B = \frac{3E\lambda d}{l}, \qquad R_C = \frac{3E\lambda d}{2l} = \frac{R_A}{2}.$$

La fatigue maximum est, dans le cas, le *double* de ce que l'on trouverait

en admettant que l'extrémité C de AC soit libre, et forcée simplement par une *force* P, à subir une flèche égale à la dilatation totale de BC, soit $\lambda l'$. On commettrait donc une erreur importante en négligeant le couple μ.

Cas particulier. — Admettons que l'augmentation de température soit de 200°.

D'après de récentes expériences faites par M. l'Ingénieur de la Marine Brocard, à l'Établissement d'Indret, on aurait pour le cuivre

$$\lambda = 0,00004,$$

et, comme $E = 10000$, il vient

$$E\lambda = 40.$$

Pour l'acier, on peut prendre

$$E = 20000, \qquad \lambda = 0,00002.$$

d'où aussi

$$E\lambda = 40,$$

comme pour le cuivre.

Finalement la fatigue maximum, avec des rapports différents de $\frac{l'}{l}$, est donnée par le Tableau suivant :

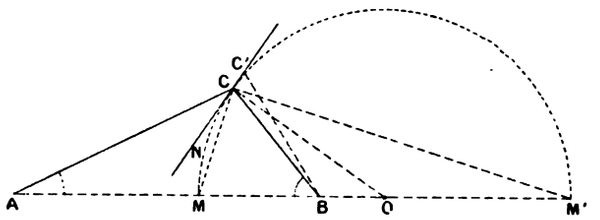
Valeurs de $\frac{l'}{l}$.	Valeurs de RA.
1	$120\frac{d}{l}$
2	$170\frac{d}{l}$
3	$210\frac{d}{l}$
4	$290\frac{d}{l}$

avec la condition que la formule n'est pas applicable si elle donne une fatigue supérieure à la limite élastique; on peut admettre, dans ce cas, que la fatigue maximum est sensiblement égale à cette limite élastique, tout en lui étant cependant légèrement supérieure, comme il a été expliqué précédemment.

II. *Même problème que ci-dessus, deux portions rectilignes encastrées en* A *et* B, *avec coude fondu rendant indéformable l'angle* C *de valeur quelconque.* — Il est facile de voir que le point C se déplace sur une circonférence. En effet, la dilatation de AC étant égale à celle de CB, le point C vient très sensiblement en un point C', tel que $\frac{C'A}{C'B} = \frac{CA}{CB}$, et l'on sait, par un théorème de Géométrie élémentaire, que le lieu des points tels que le rapport de leurs distances à deux points fixes A et B est constamment égal à une con-

stante $\frac{CA}{CB}$, est une circonférence décrite sur MM′ comme diamètre, M et M′ étant les points d'intersection avec AB des bissectrices intérieure et exté-

Fig. 8.



rieure de l'angle C. Soit O le centre de ce cercle. Le point C se déplace normalement à OC et vient en C′. Cherchons la valeur limite de l'angle $\widehat{CC'B}$, c'est-à-dire de $\widehat{NCB}$.

On a

$$\text{angle } \widehat{NCB} = \frac{\pi}{2} - \text{angle } \widehat{BCO},$$

mais

$$\text{angle } \widehat{BCO} = \text{angle } \widehat{MCO} - \text{angle } \widehat{MCB} = \text{angle } \widehat{CMO} - \text{angle } \widehat{MCB},$$

puisque le triangle COM est isoscèle. D'autre part, MC étant bissectrice en C, on a

$$\text{angle } \widehat{MCB} = \text{angle } \widehat{MCA},$$

d'où finalement

$$\text{angle } \widehat{BCO} = \text{angle } \widehat{CMO} - \text{angle } \widehat{MCA} = \text{angle } A,$$

et

$$\text{limite angle } C' = \left(\frac{\pi}{2} - A\right).$$

La flèche f' prise par C normalement à CB est

$$f' = \text{dilat. de } l' \times \text{tang } C' = \lambda l' \times \cot A.$$

On trouverait de même, pour la flèche prise par C normalement à CA,

$$f = \lambda l \cot B.$$

Ceci posé, nous pouvons, comme précédemment, étudier séparément chacun des tronçons CA et CB, en les isolant, et remplaçant l'effet du tronçon manquant par une force et un couple μ. Nous supposerons cette force décomposée en deux autres normales aux directions CA et CB.

L'équation de AC par rapport aux axes rectangulaires CAY est

$$EI\frac{d^2y}{dx^2} = -P(x-l) - \mu - P'\sin(C-90^\circ)(l-x)$$
$$= -(P + P'\cos C)(x-l) - \mu,$$

Fig. 9.

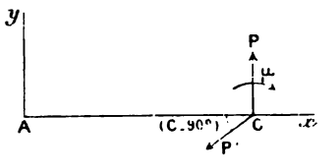
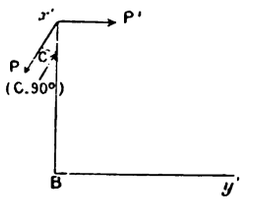


Fig. 10.



et de même, pour l'équation de CB par rapport aux axes rectangulaires CBY',

$$EI\frac{d^2y'}{dx'^2} = -(P' + P\cos C)(x'-l') - \mu;$$

on voit qu'en posant

$$(P + P'\cos C) = P_1,$$
$$(P' + P\cos C) = P_2,$$

on a identiquement les mêmes équations qu'au problème précédent, mais avec des valeurs différentes de f et f'.

Ainsi la fatigue en A est

$$R_A = \frac{3Edf}{2l^2} + \frac{3Ed}{2}\frac{\left(\frac{f}{l} + \frac{f'}{l'}\right)}{l+l'},$$

avec

$$f = \lambda l \cot B, \qquad f' = \lambda l' \cot A,$$

d'où

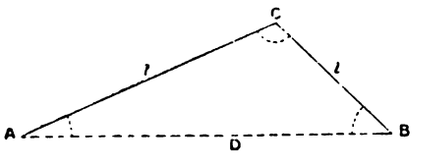
$$R_A = \frac{3E\lambda d}{2l}\cot B + \frac{3Ed\lambda\sin C}{2(l+l')\sin A\sin B} = \frac{3E\lambda d}{2l}\cot B + R_C$$

et

$$R_B = \frac{3E\lambda d\cot A}{2l'} + \frac{3E\lambda d\sin C}{2(l+l')\sin A\sin B} = \frac{3E\lambda d}{2l}\cot A + R_C.$$

Soit maintenant le cas général d'un tuyautage composé de deux parties

Fig. 11.



rectilignes AC *et* CB *encastrées parfaitement en* A *et* B *et reliées par un coude indéformable de très peu de développement.*

Le point C se déplace sur une circonférence, comme nous l'avons démontré précédemment. Les fatigues en A, B et C sont

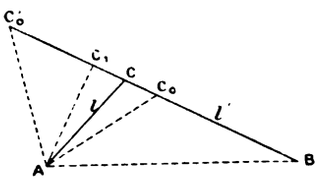
$$R_A = \frac{3E\lambda}{2} \times \frac{\cot B}{\frac{l}{d}} + \frac{3E\lambda}{2\left(\frac{l+l'}{d}\right)} \times \frac{\sin C}{\sin A \sin B} = R_C + \frac{3E\lambda}{2 \times \frac{l}{d}} \times \cot B,$$

$$R_B = \frac{3E\lambda}{2 \times \frac{l'}{d}} \cot A + \frac{3E\lambda}{2\left(\frac{l+l'}{d}\right)} \times \frac{\sin C}{\sin A \sin B} = R_C + \frac{3E\lambda}{2\frac{l'}{d}} \times \cot A,$$

$$R_C = \frac{3E\lambda}{2\left(\frac{l+l'}{d}\right)} \times \frac{\sin C}{\sin A \sin B} = \text{aussi } \frac{3E\lambda}{2l'\left(\frac{l+l'}{d}\right)} \times \frac{AB}{\sin B}.$$

Si l'on suppose qu'on parte d'une position donnée des points A et B en s'imposant aussi la direction de BC, par exemple, on voit sans peine que, si

Fig. 12.



le point C se déplace dans le sens BC_0, à partir de C_0, tel que $C_0A = C_0B$, sa fatigue R_C va en diminuant indéfiniment, puisque, dans

$$R_C = \frac{3E\lambda \times AB}{2l'\left(\frac{l+l'}{d}\right)\sin B}.$$

l' et $l + l'$ seuls varient en augmentant indéfiniment.

Le deuxième terme de la valeur de R_A, à savoir $\frac{3E\lambda}{2\frac{l}{d}} \cot B$, augmente au contraire, puisqu'en C_1, point d'aboutissement de la normale AC_1 à BC, il passe par un maximum, car l y est minimum.

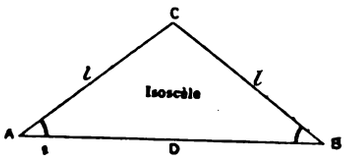
A partir de là, ce terme diminue indéfiniment, mais, en pratique, on ne peut adopter un angle aigu en C.

On ne peut dire, *a priori*, quelle est la position de AC qui donne la fatigue la plus petite en A. On peut, pour y arriver, établir une série de courbes de R_A pour des angles B variables, en fonction du rapport $\frac{l'}{l}$.

On peut en tous cas déterminer facilement à partir de quel angle limite B, la forme de triangle rectangle conduit à une fatigue plus grande que la forme de triangle isoscèle, l'angle B étant supposé le même dans les deux cas, bien entendu, et $D = \overline{AB}$ étant également une constante.

C'est ce que nous allons faire.

Fig. 13.



Soit d'abord la forme de triangle isoscèle ACB, on a

$$l = l' = \frac{D}{2\cos B},$$

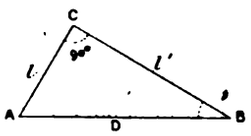
d'où

$$R_C = \frac{3E\lambda d}{D}\,\frac{\cos^2 B}{\sin B}$$

et

(1) $$R_A = \frac{E\lambda d}{D}\,\frac{6\cos^2 B}{\sin B}.$$

Fig. 14.



Dans la forme rectangle, on a

$$l = D\sin B \quad \text{et} \quad l' = D\cos B,$$

d'où

$$R_C = \frac{3E\lambda d}{D} \times \frac{1}{2\sin B\cos B(\cos B + \sin B)}$$

et

(2) $$R_A = \frac{E\lambda d}{D} \times \frac{3}{2\sin B}\left[\cot B + \frac{1}{\cos B(\cos B + \sin B)}\right].$$

Il y a égalité entre les valeurs de R_A données par les formules (1) et (2) pour un angle $B_1 = 20°,25$, la fatigue en A est

$$R_1 = \frac{15E\lambda d}{D}.$$

Pour un angle B supérieur à B_1, dont la tangente égale 0,372, il y a donc avantage, au point de vue de la fatigue maximum supportée par le tuyautage, à adopter la forme rectangle, quand la direction de BC est imposée.

Nous avons lieu de penser que cette conclusion peut s'appliquer (avec une valeur de B peut-être légèrement différente) au cas où les parties rectilignes BC et AC seraient raccordées par un coude cintré mécaniquement, au lieu

d'être raccordées par un coude moulé de peu de développement indéformable. Nous nous sommes limités à l'étude de ce dernier cas, que nous avons trouvé être la plus avantageuse au point de vue de la fatigue maximum.

Flexion des tuyautages coudés. — Les équations établies dans les Traités de résistance des matériaux pour les pièces courbes ayant un plan de symétrie et fléchissant dans ce plan, sont

$$E l \Omega = T + \frac{M}{\rho}, \qquad E(1+l)\left(\frac{1}{\rho'} - \frac{1}{\rho}\right) U_0 = M, \qquad R = \frac{Mr}{I_0},$$

où

$I_0 = \int y^2 d\omega$ est le moment d'inertie de la section transversale du tuyau par rapport à un axe GX passant par son centre de gravité et normal au plan de symétrie;

$U_0 = \int \frac{y^2 d\omega}{1 + \frac{y}{\rho}}$ l'intégrale prise dans les mêmes conditions;

T est la projection des forces extérieures sur la tangente à la fibre, lieu des centres de gravité;

l est l'allongement de cette fibre;

M est le moment de flexion;

R la fatigue maximum;

r la distance à GX de la fibre la plus chargée;

ρ' le rayon de courbure après déformation;

ρ le rayon de courbure avant déformation de la fibre lieu des centres de gravité;

E le module d'élasticité du métal;

Ω la surface de la section transversale de la pièce;

e l'épaisseur du tuyau.

Ces formules sont-elles applicables à la flexion de pièces courbes, comme les tuyautages *cintrés?* L'expérience seule peut permettre de le dire. Comme nous n'avons pas d'expériences en nombre suffisant pour élucider complètement la question, nous tiendrons compte de ce fait que le centre de gravité d'un tuyautage cintré n'est plus au centre de figure, en admettant que les conséquences qui peuvent s'en déduire peuvent être tirées des hypothèses suivantes :

1° Nous admettrons

$$R = \frac{Mr}{I},$$

avec le coefficient

$$I = KI_0,$$

I_0 étant le moment d'inertie transversal du tuyau *droit non cintré.*

2° *Nous admettrons encore*

$$U = KI_0,$$

de telle sorte que

$$\frac{U}{I} = \frac{U_0}{I_0}.$$

3° Nous négligerons les valeurs $\frac{r^2}{\rho^2}$; avec cette supposition, on a en particulier

$$\frac{U}{I} = \frac{U_0}{I_0} = \int \frac{y^2 d\omega}{1 + \frac{y}{\rho}} = \int y^2 \left(1 - \frac{y}{\rho}\right) d\omega + \mathcal{E} = 1 - 0{,}85 \frac{r}{\rho};$$

4° L'allongement l étant très faible, nous le négligerons devant l'unité. De même, nous négligerons les puissances de $\frac{P\rho^2}{EU}$ et $\frac{P\rho^3}{EU}$ supérieures à l'unité. Dans ces conditions, les formules définitivement employées sont

$$R = \frac{Mr}{I}, \qquad f = \Sigma \frac{f(P\rho d)}{EU}.$$

Les vérifications expérimentales à faire consisteraient à faire fléchir de nombreux tuyaux cintrés et droits de même métal, en mesurant avec soin le moment de flexion que détermine une déformation permanente et, d'autre part, les flèches.

Les formules précédentes permettraient de voir :

1° Dans la formule de R, si le coefficient I est bien dans un rapport constant avec le moment d'inertie I_0, pour des valeurs de $\frac{r}{\rho}$ et $\frac{e}{\rho}$ données, et quel est ce rapport;

2° Dans les formules de f, si, en remplaçant U par $\left(1 - 0{,}85 \frac{r}{\rho}\right) I$, les faits sont d'accord avec les résultats théoriques.

III. *Étude de la flexion d'un tuyautage circulaire* OA *encastré parfaitement en* O, *et soumis à son autre extrémité* A *à une force verticale et à un couple* $(-\mu)$. — On a

$$EU\left(\frac{1}{\rho'} - \frac{1}{\rho}\right) = PX - P\rho\cos\alpha - \mu,$$

et si l'on appelle ω l'angle de la tangente en M avec Ox, et s l'arc OM compté à partir de O, on a

$$\frac{1}{\rho'} = -\frac{d\omega}{ds} = -\frac{d\omega}{dX}\frac{dX}{ds} = \cos\omega \frac{d\omega}{dX},$$

d'où

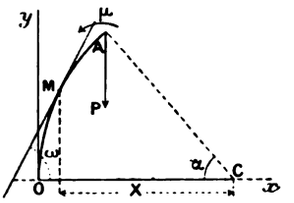
$$\frac{1}{\rho'} = \cos\omega \frac{d\omega}{dX} = \frac{1}{\rho} - \frac{(P\rho\cos\alpha + \mu)}{EU} + \frac{PX}{EU},$$

équation qu'on peut intégrer et qui donne

$$(1) \qquad \sin\omega = \frac{X}{\rho} + \frac{P(X^2 - \rho^2)}{2EU} - \frac{(P\rho\cos\alpha + \mu)}{EU}(X - \rho).$$

Déterminons maintenant pour quelle valeur de X la longueur de l'arc OA est égale à une valeur donnée; cela nous donnera le déplacement du point A parallèlement à OX.

Fig. 15.



On a

$$ds = -\frac{dX}{\cos\omega} = \frac{-dX}{\sqrt{1-\left[\frac{X}{\rho} - \frac{P(\rho^2-X^2)}{2EU} + \frac{(P\rho\cos\alpha+\mu)}{EU}(\rho-X)\right]^2}},$$

et, avec le degré d'approximation indiqué,

$$ds = \frac{-dX}{\sqrt{1-\frac{X^2}{\rho^2} + \frac{X}{\rho}\frac{P(\rho^2-X^2)}{2EU} - 2\frac{X}{\rho}\frac{(P\rho\cos\alpha+\mu)}{EU}(\rho-X)}}$$

$$= \frac{-dX}{\sqrt{1-\frac{X^2}{\rho^2}}} + \frac{P\rho^2}{2EU}\int\frac{\frac{X}{\rho}\left(1-\frac{X^2}{\rho^2}\right)\frac{dX}{\rho}}{\left(1-\frac{X^2}{\rho^2}\right)^{\frac{3}{2}}} - \frac{(P\rho\cos\alpha+\mu)\rho^2}{EU}\int\frac{\frac{X}{\rho}\left(1-\frac{X}{\rho}\right)\frac{dX}{\rho}}{\left(1-\frac{X^2}{\rho^2}\right)^{\frac{3}{2}}}.$$

Intégrant, on trouve finalement

$$(2)\quad \left\{ S = \left[\rho\arccos\frac{X}{\rho} - \frac{P\rho^3}{2EU}\sqrt{1-\frac{X^2}{\rho^2}} + \frac{(P\rho\cos\alpha+\mu)}{EU}\rho^2\arccos\frac{X}{\rho} - \frac{(P\rho\cos\alpha+\mu)\rho^2}{EU}\sqrt{\frac{\rho-X}{\rho+X}} + \text{const.}\right].\right.$$

La constante est nulle puisque, comptant S à partir du point O, on doit avoir $S = 0$ pour $X = \rho$. Pour avoir le déplacement $\mathcal{E}$ du point A dans le sens Ox, il suffit d'écrire que, pour $x = \rho\cos\alpha - \mathcal{E}$, on a

$$S = \rho\alpha.$$

L'équation (2) donne alors

$$\rho\alpha = \rho\arccos\left(\cos\alpha - \frac{\mathcal{E}}{\rho}\right) + \frac{(P\rho\cos\alpha+\mu)\rho^2}{EU}\alpha - \frac{P\rho^3}{2EU}\sin\alpha - \frac{(P\rho\cos\alpha+\mu)\rho^2}{EU}\tang\frac{\alpha}{2}.$$

D'où l'on tire

$$(3)\qquad \mathcal{E} = \frac{P\rho^3}{2EU}\sin^2\alpha - \frac{(P\rho\cos\alpha+\mu)}{EU}\rho^2\sin\alpha\left(\alpha - \tang\frac{\alpha}{2}\right).$$

Cherchons maintenant la flèche f prise par le point A normalement à OX.

On a

$$dy = -\tang\omega\, dX = \frac{-\frac{X}{\rho} - \frac{(P\rho\cos\alpha+\mu)}{EU}\rho\left(1-\frac{X}{\rho}\right) + \frac{P\rho^2}{2EU}\left(1-\frac{X^2}{\rho^2}\right)}{\sqrt{1-\left[\frac{X}{\rho} - \frac{P(\rho^2-X^2)}{2EU} + \frac{(P\rho\cos\alpha+\mu)}{EU}(\rho-X)\right]^2}} \times dX.$$

Intégrant, on trouve pour équation de la fibre moyenne de OA :

$$(4) \qquad y = \rho\sqrt{1-\frac{X^2}{\rho^2}} - \frac{P\rho^2}{2EU}\arc\cos\frac{X}{\rho} + \frac{(P\rho\cos\alpha+\mu)}{EU}\sqrt{\frac{\rho-X}{\rho+X}},$$

qui, pour $X = \rho\cos\alpha - \mathcal{E}$, donne la flèche f_A :

$$f_A = \frac{P\rho^3}{2EU}\alpha - \frac{(P\rho\cos\alpha+\mu)\rho^2}{EU}\tang\frac{\alpha}{2} - \mathcal{E}\cot\alpha,$$

et, en tenant compte de (3),

$$(5) \quad f_A = \frac{P\rho^3}{2EU}\alpha - \frac{P\rho^3\sin\alpha\cos\alpha}{2EU} + \frac{(P\rho\cos\alpha+\mu)\rho^2}{EU}\alpha\cos\alpha - \frac{(P\rho\cos\alpha+\mu)\rho^2\sin\alpha}{EU},$$

formule s'appliquant à des valeurs quelconques de P, α et μ.

Nota. — Nous avons supposé que le centre de gravité de la section du tuyau coïncidait avec son centre et que l'allongement total de OA, dû à P et M, était négligeable. Il est facile de se rendre compte qu'il en est ainsi, lorsqu'on néglige les puissances de $\frac{\mu}{\rho}$, égales ou supérieures à 2.

Cas particuliers : 1° $\mu = 0$. — On a simplement la flexion d'un tuyau sollicité par une force verticale P.

On trouve, sans difficulté,

$$\text{avec } \alpha \text{ quelconque} \begin{cases} \mathcal{E} = \frac{P\rho^3}{2EU}\sin^2\alpha - \frac{P\rho^3\sin\alpha\cos\alpha}{EU}\left(\alpha - \tang\frac{\alpha}{2}\right), \\ f = \frac{P\rho^3}{2EU}\alpha - \frac{P\rho^3}{EU}\sin\alpha\cos\alpha + \frac{P\rho^3}{EU}\alpha\cos^2\alpha; \end{cases}$$

et

$$\text{avec } \alpha = 90^\circ \begin{cases} \mathcal{E} = \frac{P\rho^3}{2EU}, \\ f = \frac{\pi}{4}\frac{P\rho^3}{EU} = \frac{P\rho^3}{1,27EU}. \end{cases}$$

2° *μ est déterminé par la condition que la tangente en A conserve sa direction initiale.* — Écrivant que, pour $X = \rho\cos\alpha$, on doit avoir $\omega = \alpha$, il ressort de l'équation (1) que

$$P\rho\cos\alpha + \mu = \frac{P\rho\sin\alpha}{\alpha},$$

d'où, avec α quelconque,

$$\mathcal{E} = -\frac{P\rho^3\sin^2\alpha}{2EU} + \frac{P\rho^3\sin\alpha(1-\cos\alpha)}{EU\alpha},$$

$$f = \frac{P\rho^3}{2EU}\alpha - \frac{P\rho^3\sin^2\alpha}{EU\alpha} + \frac{P\rho^3\sin\alpha\cos\alpha}{2EU}.$$

Avec $\alpha = 90°$:

$$\mathcal{E} = + \frac{P\rho^3}{EU}\left(\frac{2}{\pi} - \frac{1}{2}\right) = \frac{1}{7,3}\,\frac{P\rho^3}{EU},$$

$$f = \frac{P\rho^3}{EU}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{2}{\pi}\right) = \frac{1}{6,7}\,\frac{P\rho^3}{EU};$$

moment de flexion en A :

$$\mu = \frac{P\rho}{\frac{\pi}{2}} = \frac{P\rho}{1,57},$$

moment de flexion en O :

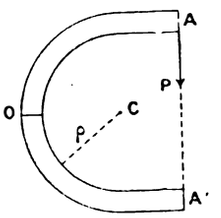
$$P\rho - \mu = \frac{P\rho}{2,70}.$$

La fatigue maximum se produit en A et a pour valeur :

$$R_A = \frac{U}{I}\,\frac{E\lambda}{0,46} \times \frac{d}{\rho}.$$

Les formules ci-dessus reliant la flèche à la force fléchissante P, dans le cas de $\mu = 0$, peuvent se vérifier simplement en faisant fléchir un tuyau en

Fig. 16.

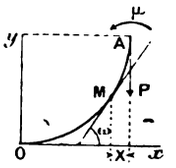


demi-circonférence, de la forme ci-dessus. Il n'y a aucune discussion possible au sujet de l'encastrement en O puisque le tuyau est libre.

Connaissant la limite d'élasticité du métal par essai de traction exécuté sur une barrette découpée dans le tuyau, on peut, en procédant comme il est dit page 225, déterminer s'il y a des coefficients U et I, fonctions de $\frac{\rho}{r}$ et de $\frac{e}{r}$, qui permettent d'appliquer les formules.

IV. *Flexion d'un quart de cercle encastré en* O *et soumis, en* A, *à l'action*

Fig. 17.



d'une force verticale P *et d'un couple* μ. — On a, en procédant comme à l'exemple précédent,

$$-EU\left(\frac{1}{\rho'} - \frac{1}{\rho}\right) = PX - \mu,$$

$$\frac{1}{\rho'} = \frac{d\omega}{ds} = -\cos\omega\frac{d\omega}{dx} = \frac{1}{\rho} - \frac{PX}{EU} + \mu,$$

et, en intégrant, on a

$$(1) \qquad \sin\omega = -\frac{X}{\rho} + \frac{PX^2}{2EU} - \frac{\mu X}{EU} + 1 - \frac{P\rho^2}{2EU} + \frac{\mu}{EU}.$$

On a aussi

$$ds = -\frac{dX}{\cos\omega} = \frac{-dX}{\sqrt{1-\left[\frac{\rho-x}{\rho} + \frac{\mu(\rho-x)}{EU} - \frac{P\rho^2}{2EU} + \frac{PX^2}{2EU}\right]^2}},$$

que, pour aller plus loin, nous avons été conduit à mettre sous la forme suivante :

$$ds = \frac{-dX}{\sqrt{1-\left[\frac{\rho-X}{\rho} + \frac{\mu(\rho-X)}{EU} - \frac{P\rho^2}{2EU}\right]^2 - \frac{(\rho-X)}{\rho}\times\frac{PX^2}{EU} + \text{infiniment petit}}}$$

$$= \frac{-dX}{\sqrt{1-\left[\frac{\rho-X}{\rho} + \frac{\mu(\rho-X)}{\rho} - \frac{P\rho^2}{2EU}\right]^2}} - \frac{\frac{PX^2}{2EU}\times\left(\frac{\rho-X}{\rho}\right)dX}{\left\{1-\left[\frac{\rho-X}{\rho} + \frac{\mu(\rho-X)}{\rho} - \frac{P\rho^2}{2EU}\right]^2\right\}^{\frac{3}{2}}},$$

qu'on peut intégrer en posant

$$\frac{\rho-X}{\rho} + \frac{\mu(\rho-X)}{\rho} - \frac{P\rho^2}{2EU} = \sin\varphi,$$

d'où

$$dX = -\rho\cos\varphi\left(1-\frac{\mu\rho}{EU}\right)d\varphi,$$

à l'approximation adoptée.

On trouve finalement

$$(2) \qquad \left\{\begin{aligned} S = {} & \rho\left(1-\frac{\mu\rho}{EU}+\frac{P\rho^2}{EU}\right)\arcsin\sqrt{\frac{\rho-X}{\rho}+\frac{\mu(\rho-X)}{EU}-\frac{P\rho^2}{2EU}} \\ & + \frac{P\rho^3}{EU}\left|\frac{\frac{X}{\rho}}{\sqrt{1-\left(1-\frac{X}{\rho}\right)^2}}-1\right| + \frac{P\rho^3}{2EU}\sqrt{1-\left(1-\frac{X}{\rho}\right)^2}. \end{aligned}\right.$$

Le point A se déplace parallèlement et dans le sens de OX d'une quantité $\mathcal{E}$, telle que l'arc OA égale $\rho\frac{\pi}{2}$.

Donc, pour $X = -\mathcal{E}$, on a

$$\rho\frac{\pi}{2} = \rho\left(1-\frac{\mu\rho}{EU}+\frac{P\rho^2}{EU}\right)\left|\frac{\pi}{2} - \arccos\left(1+\frac{\mathcal{E}}{\rho}+\frac{\mu\rho}{EU}-\frac{P\rho^2}{2EU}\right)\right| - \frac{P\rho^3}{EU}$$

$$= \rho\left(1-\frac{\mu\rho}{EU}+\frac{P\rho^2}{EU}\right)\frac{\pi}{2} - \rho\sqrt{\frac{P\rho^2}{EU}-\frac{2\mu}{EU}-\frac{2\mathcal{E}}{\rho}-\frac{P\rho^3}{EU}},$$

d'où

$$(3) \qquad \sqrt{2\left(\frac{P\rho^2}{2EU}-\frac{\mu}{EU}-\frac{\mathcal{E}}{\rho}\right)} = \frac{\pi}{2}\left(\frac{P\rho^2}{EU}-\frac{\mu\rho}{EU}\right) - \frac{P\rho^2}{EU},$$

relation que nous utiliserons plus loin; on en déduit, à l'approximation adoptée,

$$(4) \qquad \mathcal{E} = \frac{P\rho^3}{2EU} - \frac{\mu\rho^2}{EU},$$

on déduit la flèche comme précédemment, en partant de

$$dy = -\tang\omega\, dX,$$

et intégrant, il vient

$$y = \rho\left(1 - \frac{\mu\rho}{EU}\right) - \rho\left(1 - \frac{\mu\rho}{EU}\right)\sqrt{1 - \left[\frac{\rho - X}{\rho} + \frac{\mu(\rho - X)}{EU} - \frac{P\rho^2}{2EU}\right]^2}$$
$$- \frac{P\rho^3}{2EU}\arcsin\left[\frac{\rho - X}{\rho} + \frac{\mu(\rho - X)}{EU} - \frac{P\rho^2}{EU}\right] + \frac{P\rho^3}{EU}\left[1 - \frac{\frac{X}{\rho}}{\sqrt{1 - \left(\frac{\rho - X}{\rho}\right)^2}}\right].$$

Pour $X = -\mathcal{E}$:

$$y_A = \rho\left(1 - \frac{\mu\rho}{EU}\right) - \rho\left(1 - \frac{\mu\rho}{EU}\right)\sqrt{\frac{P\rho^2}{EU} - \frac{2\mu}{EU} - \frac{2\mathcal{E}}{\rho}} + \frac{P\rho^3}{EU}\left(1 - \frac{\pi}{4}\right),$$

et, en tenant compte de (3),

$$(5) \qquad f = \frac{3\pi}{4}\frac{P\rho^3}{EU} - \frac{2P\rho^3}{EU} - \left(\frac{\pi}{2} - 1\right)\frac{\mu\rho^2}{EU}.$$

On a d'ailleurs au point A :

$$\sin\omega_A = 1 + \frac{\mathcal{E}}{\rho} - \frac{P\rho^2}{2EU} + \frac{\mu\rho}{EU},$$

d'où

$$(6) \qquad \omega_A = \frac{\pi}{2} - \left[\frac{P\rho^2}{EU}\left(\frac{\pi}{2} - 1\right) - \frac{\mu\rho}{EU} \times \frac{\pi}{2}\right].$$

En résumé, avec μ quelconque,

$$\mathcal{E} = \frac{P\rho^3}{2EU} - \frac{\mu\rho^2}{EU},$$
$$f = \frac{3\pi}{4}\frac{P\rho^3}{EU} - \frac{2P\rho^3}{EU} - \frac{\mu\rho^2}{EU}\left(\frac{\pi}{2} - 1\right),$$
$$\text{angle } \omega_A = \frac{\pi}{2} - \left|\frac{P\rho^2}{EU}\left(\frac{\pi}{2} - 1\right) - \frac{\mu\rho}{EU}\frac{\pi}{2}\right|.$$

Et si l'on s'impose comme condition que la tangente en A doit rester verticale, *il faut*

$$\mu = P\rho\left(1 - \frac{2}{\pi}\right),$$

d'où, pour $\mu = P\rho\left(1 - \frac{2}{\pi}\right)$ et tangente verticale en A,

$$\mathcal{E} = \frac{P\rho^3}{EU}\left(\frac{2}{\pi} - \frac{1}{2}\right) = \frac{1}{7{,}3}\frac{P\rho^3}{EU},$$
$$f = \frac{P\rho^3}{EU}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{2}{\pi}\right) = \frac{1}{6{,}7}\frac{P\rho^3}{EU}.$$

Le moment de flexion maximum est ici en O et a pour valeur

$$\frac{P\rho}{\frac{\pi}{2}} = \frac{P\rho}{1,57}.$$

Il produit une fatigue

$$R_0 = \frac{U}{I}\,\frac{E\lambda}{0,46} \times \frac{d}{\rho}.$$

On retrouve le cas particulier *de l'exemple précédent et l'on aurait pu prévoir le résultat.*

Pour $\mu = 0$, c'est-à-dire avec l'action de la seule force verticale P,

$$\mathcal{C} = \frac{P\rho^3}{2EU},$$

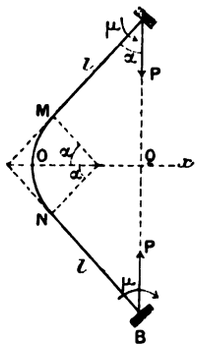
$$f = \left(\frac{3\pi}{4} - 2\right)\frac{P\rho^3}{EU} = \frac{1}{2,73}\,\frac{P\rho^3}{EU},$$

$$\omega_A = \frac{\pi}{2} - \left(\frac{\pi}{2} - 1\right)\frac{P\rho^2}{EU}.$$

On remarquera que la flèche est bien plus réduite que dans le cas où l'encastrement en O est vertical, au lieu d'être horizontal; la présence de cette dernière forme sera donc trouvée probablement moins bonne dans une conduite, au point de vue de l'absorption de la dilatation. Nous le trouverons du reste dans les quelques cas que nous allons examiner dans la suite.

V. *Tuyautage composé de deux portions symétriques par rapport à* Ox : *deux parties rectilignes encastrées parfaitement en* A *et* B, *raccordées par un arc de cercle* MON *de rayon* ρ *et d'angle au centre égal à* 2α. *Dilatation* λ *par unité de longueur.* — Il est évident que, par raison de symétrie et pour

Fig. 18.



que les forces simples appliquées au système se fassent équilibre, il faut que l'action des encastrements A et B équivale à l'action de deux forces P égales et de sens contraire appliquées en A et B et dirigées suivant AB et à l'action de deux couples μ de sens contraire.

Ceci posé, nous pouvons étudier simplement l'action d'une force P verti-

cale et d'un couple μ appliqués au point de la portion de tuyau AMO supposée encastrée parfaitement en O.

1° Les formules de flexion du problème III nous donnent de suite la flexion f_M et l'allongement dans le sens de Ox, du point M par rapport au point O et l'axe Ox fixes. Il suffit de remplacer dans les formules (3) et (5), relatives à ce problème, μ par $\mu - Pl\sin\alpha$, et il vient

$$\left\{\begin{aligned}
\mathcal{E}_M &= \frac{P\rho^2\sin^2\alpha}{2EU} - \frac{(P\rho\cos\alpha - Pl\sin\alpha + \mu)}{EU}\rho^2\sin\alpha\left(\alpha - \operatorname{tang}\frac{\alpha}{2}\right),\\
f_M &= \frac{P\rho^2}{2EU}\alpha - \frac{P\rho^2\sin\alpha\cos\alpha}{2EU} - \frac{(P\rho\cos\alpha - Pl\sin\alpha + \mu)}{EU}\rho^2\sin\alpha\\
&\qquad + \frac{(P\rho\cos\alpha - Pl\sin\alpha + \mu)\rho^2\alpha\cos\alpha}{EU},\\
\sin\omega_M &= \cos\alpha - \frac{P\rho^2\sin^2\alpha}{EU} + \frac{(P\rho\cos\alpha - Pl\sin\alpha + \mu)\rho\alpha\sin\alpha}{EU},
\end{aligned}\right.$$

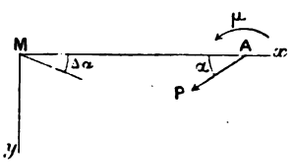
d'où, pour l'angle de la tangente en M avec Ox,

$$\omega_M = \frac{\pi}{2} - \alpha - \left[\frac{P\rho^2\sin\alpha}{EU} - \frac{(P\rho\cos\alpha - Pl\sin\alpha + \mu)\rho\alpha}{EU}\right] = \frac{\pi}{2} - \alpha - \Delta\alpha.$$

2° *Quelle est la flexion du point* A *par rapport à une parallèle à* Ox *passant en* M ?

Étudions pour cela la flexion de MA avec le système d'axes rectangulaires

Fig. 19.



AMy, en s'imposant la condition que l'inclinaison de la tangente M sur Ox est $\Delta\alpha$ et que la tangente en A reste MA.

L'équation de MA est

$$EI\frac{d^2y}{dx^2} = -P(x - l)\sin\alpha - \mu,$$

d'où

$$EI\frac{dy}{dx} = -\frac{P(x - l)^2}{2}\sin\alpha - \mu(x - l),$$

puisque $\frac{dy}{dx} = 0$ pour $x = l$, puis

$$EIy = -\frac{P(x - l)^3}{6}\sin\alpha - \frac{\mu(x - l)^2}{2} - \frac{Pl^3\sin\alpha}{6} + \frac{\mu l^2}{2}.$$

Exprimant que, pour $x = 0$,

$$\left(\frac{dy}{dx}\right) = \operatorname{tang}\Delta\alpha = \Delta\alpha,$$

il vient comme équation de condition

$$\frac{P\rho^2 \sin\alpha}{EU} - \frac{(P\rho\cos\alpha - Pl\sin\alpha + \mu)\rho\alpha}{EU} = \frac{\mu l}{EI} - \frac{Pl^2\sin\alpha}{2EI},$$

d'où l'on tire pour le moment de flexion μ en A :

$$(1) \qquad \mu = \frac{\frac{Pl^2\sin\alpha}{2} + \frac{I}{U}P\rho^2\sin\alpha - \frac{I}{U}P(\rho\cos\alpha - l\sin\alpha)\rho\alpha}{l + \frac{I}{U}\rho\alpha}.$$

Le moment de flexion en O est en valeur absolue $(P\rho - K)$ avec K donné par

$$(2) \quad K = P\rho\cos\alpha - Pl\sin\alpha + \mu = \frac{\frac{Pl^2\sin\alpha}{2} + \frac{I}{U}P\rho^2\sin\alpha - Pl(l\sin\alpha - \rho\cos\alpha)}{l + \frac{I}{U}\rho\alpha}.$$

La flèche, prise par A normalement à MA, est donnée par la valeur de y pour $x = l$:

$$y_A = -\frac{Pl^3\sin\alpha}{6EI} + \frac{\mu l^2}{2EI}.$$

Le déplacement de A dans le système AMO, normalement à Ox, est donc

$$(3) \quad \begin{cases} f = f_M + y_A\sin\alpha = \dfrac{P\rho^3}{2EU}\alpha - \dfrac{P\rho^2\sin\alpha\cos\alpha}{2EU} - \dfrac{K\rho^2\sin\alpha}{EU} \\ \qquad\qquad + \dfrac{K\rho^2\alpha\cos\alpha}{EU} - \dfrac{Pl^3\sin^2\alpha}{6EI} + \dfrac{\mu l^2\sin\alpha}{2EI}, \\ f = \dfrac{P\rho^3}{EU}\left(\dfrac{\alpha - \sin\alpha\cos\alpha}{2}\right) + \dfrac{K\rho^2(\alpha\cos\alpha - \sin\alpha)}{EU} - \dfrac{Pl^3\sin^2\alpha}{6EI} + \dfrac{\mu l^2\sin\alpha}{2EI}. \end{cases}$$

Détermination de la fatigue maximum en fonction de la dilatation totale λ par unité de longueur. — Les formules (1) et (2) montreront quel est le plus grand des moments de flexion μ en A et B à l'encastrement ou $(P\rho - K)$ au milieu du coude en O.

Supposons que ce soit μ.

La fatigue en A est

$$R = \frac{\mu d}{2I},$$

ou, en remplaçant μ par sa valeur déduite de (2), et éliminant P au moyen de (3), il vient une formule de la forme

$$R = \text{const.}\, C \times Ef.$$

Ce que nous voulons simplement faire remarquer, c'est que f s'exprime comme suit en fonction de la dilatation λ :

$$f = \lambda XAQ = \lambda(l\cos\alpha + \rho\sin\alpha).$$

On peut dresser à l'aide de ces formules un Tableau à double entrée don-

nant la fatigue maximum pour des valeurs données de $\frac{l}{r}$ et de $\frac{\rho}{r}$. Nous nous contenterons de trouver quelques résultats pour le cas particulier suivant :

Cas particulier : $\alpha = 45°$. — Les tuyaux rectilignes sont perpendiculaires entre eux, et l'on trouve pour f :

$$f = \frac{Pr^3}{EI}\left|\frac{I}{U}(0,14n^3 - 0,15 \times Kn^2) + \frac{m^3}{6} - 1,5m^2 + 0,35Km^2\right|,$$

$$K = \frac{Pr\left|0,71mn + 0,71n^2\frac{I}{U} - 0,35m^2\right|}{m + 0,78 \times \frac{I}{U} \times n},$$

$$\mu_A = K + Pr(m - n)0,71 \qquad \text{(moment de flexion en A et B)},$$

$$\mu_O = Pr \times n - K \qquad \text{(moment de flexion en O)},$$

$$f\sqrt{2} = (m + n)r,$$

avec

$$\frac{l}{r} = m, \qquad \frac{\rho}{r} = n.$$

Le Tableau suivant résume les résultats des calculs. *On verra que, pour* $(l + \rho)$ *donné, il y a intérêt au point de vue de la fatigue à diminuer* ρ *et, par suite, augmenter* l.

Fig. 20.

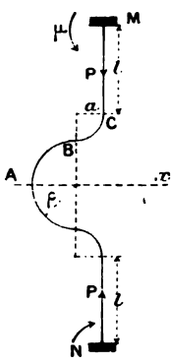
Tableau résumé des calculs relatifs à un tuyautage composé de deux portions rectilignes de longueur l, réunies par un coude de rayon ρ moyen, et encastrées à leur extrémité libre; les parties rectilignes sont à angle droit.

		VALEUR de $f\sqrt{2}$.	MOMENT DE FLEXION en A.	MOMENT DE FLEXION en O.	FATIGUE MAXIMUM donnée par la formule.	OBSERVATIONS.
$l + \rho = 20r = 10d$	$\rho = 6r$, $l = 14r$	$364\frac{Pr^3}{EI}$	»	»	14^{kg} en A et B	En réalité, la fatigue ne peut réellement dépasser sensiblement la limite élastique du métal : 10^{kg} pour le cuivre, 20^{kg} pour l'acier doux.
	$\rho = 10r$, $l = 10r$	$258\frac{Pr^3}{EI}$	»	»	18 »	
$l + \rho = 30r = 15d$	$\rho = 6r$, $l = 24r$	$1392\frac{Pr^3}{EI}$	$10,1Pr$	$8,5Pr$	8,7 »	
	$\rho = 10r$, $l = 20r$	$1156\frac{Pr^3}{EI}$	$9,7Pr$	$7,4Pr$	10 »	
$l + \rho = 40r = 20d$	$\rho = 6r$, $l = 34r$	$3450\frac{Pr^3}{EI}$	$13,6Pr$	$12\ Pr$	6,3 »	
	$\rho = 10r$, $l = 30r$	$3070\frac{Pr^3}{EI}$	$13,2Pr$	$10,8Pr$	6,9 »	
$l + \rho = 50r = 25d$	$\rho = 6r$, $l = 44r$	$6940\frac{Pr^3}{EI}$	$17,1Pr$	$15,5Pr$	4,9 »	
	$\rho = 10r$, $l = 40r$	$6345\frac{Pr^3}{EI}$	$16,7Pr$	$14,3Pr$	5,3 »	

Le Tableau ci-dessus montre qu'à égalité de longueur $l+\rho$, il y a avantage à raccorder les deux portions rectilignes par un arc de cercle dont le rayon de courbure soit aussi petit que possible; on ne peut descendre d'ailleurs au-dessous d'une certaine limite à cause de l'opération de cintrage de ce coude. Si l'on compare les fatigues trouvées dans la disposition ci-dessus, avec ρ aussi réduit que possible (soit égal à trois fois le diamètre du tuyau) et dans la disposition examinée antérieurement où le coude cintré mécaniquement serait remplacé par un coude moulé de rayon de courbure et de développement aussi réduits que possible, l'on voit que cette dernière disposition conduit à une fatigue plutôt plus petite pour le tuyautage.

VI. *Étude de la flexion d'un tuyau de la forme ci-contre symétrique par rapport à* AX *et composé de portions rectilignes encastrées parfaitement en* M *et* N, *et d'arcs de cercle de rayons a et* ρ, *le tout de mêmes diamètres et épaisseurs.* — On peut étudier simplement la flexion du tuyau MCA, supposé

Fig. 21.



encastré parfaitement en A et soumis en M à l'action d'une force P et d'un couple μ qui remplacent l'encastrement en M. La force P est forcément dirigée suivant MN pour l'équilibre statique, en raison de la symétrie du système.

Nous n'avons qu'à appliquer les formules trouvées précédemment pour les flexions d'arcs circulaires.

La flèche spéciale à AB est

$$f_{AB} = \frac{\pi}{4}\frac{P\rho^3}{EU} - \frac{(\mu - Pa)}{EU}\rho^2$$

(due à P_1 et au couple $\mu - Pa$ en B).

D'autre part, la flexion de AB fait pivoter BC autour du point C dans le sens des aiguilles d'une montre d'un angle égal à

$$\omega_1 = \frac{P\rho^2}{EU} - \frac{(\mu - Pa)}{EU}\rho\frac{\pi}{2}.$$

Cette rotation produit en C une flèche

$$\omega_1 \times a = \frac{P\rho^2 a}{EU} - \frac{(\mu - Pa)\rho a}{EU}\frac{\pi}{2}.$$

Enfin BC prend une flèche spéciale égale à

$$f_{BC} = \left(\frac{3\pi}{4} - 2\right)\frac{Pa^3}{EU_1} - \frac{\mu a^2}{EU_1}\left(\frac{\pi}{2} - 1\right),$$

où

$$U_1 = I\left(1 - 0{,}85\frac{a}{\rho}\right).$$

Finalement, la flèche totale F prise par MCBA est la somme de ces trois quantités, car la flèche spéciale à la partie rectiligne MC est négligeable.

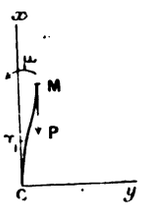
On a ainsi

$$(1)\quad \left\{\begin{aligned} F = {} & \frac{\pi}{4}\frac{P\rho^3}{EU} + \frac{2Pa\rho^2}{EU} + \frac{\pi}{2}\frac{Pa^2\rho}{EU} \\ & - \frac{\mu}{EU}\rho\left(\rho + a\frac{\pi}{2}\right) + \left(\frac{3\pi}{4} - 2\right)\frac{Pa^3}{EU_1} - \frac{\mu a^2}{EU_1}\left(\frac{\pi}{2} - 1\right), \end{aligned}\right.$$

formule dans laquelle il faut donner à μ la valeur que nous allons déterminer en écrivant l'équation de liaison du système.

Pour cela, écrivons l'équation de la partie MC par rapport au système

Fig. 22.



d'axes XCY, où CX est vertical, et dirigé, par suite, suivant la position initiale de CM.

La tangente C est inclinée sur CX d'un angle égal à la somme des angles de rotation due aux flexions séparées de AB et BC, c'est-à-dire de

$$\gamma_1 = \left[\frac{P\rho^2}{EU} - \frac{(\mu - Pa)}{EU}\rho\frac{\pi}{2}\right]_{AB} + \left[\frac{Pa^2}{EU_1}\left(\frac{\pi}{2} - 1\right) - \frac{\mu a}{EU_1}\frac{\pi}{2}\right]_{BC}.$$

L'équation de MC par rapport aux axes XCY est

$$EI\frac{d^2y}{dx^2} = P(f - y) - \mu,$$

où f est la flèche en M, d'où, en intégrant,

$$y - \frac{\mu}{P} - f = A\cos\sqrt{\frac{P}{EI}}x + B\sqrt{\frac{P}{EI}}x.$$

Les constantes A et B sont déterminées en écrivant que, pour $x = 0$,

$$y = 0,$$

et, pour $x = l$,

$$\frac{dy}{dx} = 0.$$

En écrivant, d'autre part, que, pour $x = 0$,

$$\frac{dy}{dx} = \operatorname{tang} \eta = \eta,$$

on obtient l'équation de condition cherchée, qui donne μ,

$$(2) \qquad \mu = \frac{\frac{1}{U} \times P\rho\left(\rho + a\frac{\pi}{2}\right) + \frac{1}{U_1} P a^2 \left(\frac{\pi}{2} - 1\right)}{l + \frac{1}{U}\rho\frac{\pi}{2} + \frac{1}{U_1} a \frac{\pi}{2}},$$

où

$$\frac{1}{U} = 1 + 0{,}85\frac{r}{\rho}, \qquad \frac{1}{U_1} = 1 + 0{,}85\frac{a}{\rho}.$$

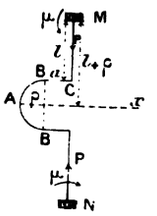
Le moment de flexion en A est d'ailleurs

$$(3) \qquad P(a + \rho) - \mu.$$

Avec ces formules, il sera facile de déterminer R en fonction de la dilatation λ [on remarquera qu'on a $f = \lambda(l + a + \rho)$].

VII. *Flexion d'une conduite de la forme ci-contre symétrique par rapport à* AX *et composée de parties rectilignes encastrées parfaitement en* M *et* N, *de portions rectilignes à angle droit des précédentes, reliées avec elles par des coudes* C *de longueur infiniment petite,* indéformables, *et d'un arc de cercle* BAB', *le tout de mêmes diamètre et épaisseur.* — On peut comme précédemment étudier simplement la flexion de la demi-portion supérieure MCA

Fig. 23.



encastrée parfaitement en A, et soumise en M à l'action d'une force verticale M et d'un couple μ qui font l'effet de l'encastrement M, sous des conditions de liaison entre P et μ à déterminer.

La flèche spéciale produite directement par AB sous l'action d'une force P

et d'un couple $\mu - Pa$ appliqués en B est, d'après ce qu'on a vu,

$$f_{AB} = \frac{P\rho^3}{EU}\frac{\pi}{4} - \frac{(\mu - Pa)}{EU}\rho^2.$$

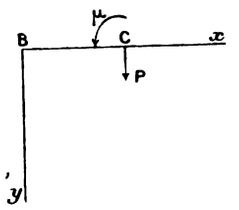
Cette flexion de AB produit d'ailleurs une rotation de la portion BCM de l'angle

$$\omega_1 = \frac{P\rho^2}{EU} - \frac{(\mu - Pa)}{EU}\rho\frac{\pi}{2},$$

dans le sens des aiguilles d'une montre.

L'équation de flexion de BC par rapport aux axes rectangulaires xBy

Fig. 24.



où Bx est horizontal, et par suite dirigé suivant la direction primitive de BC, est

$$EI\frac{d^2y}{dx^2} = P(a - x) - \mu,$$

d'où

$$EI\frac{du}{dx} = -\frac{P(x-a)^2}{2} - \mu x + k,$$

$$EIy = -\frac{P(x-a)^3}{6} - \frac{\mu x^2}{2} + kx - \frac{Pa^3}{6}.$$

En écrivant que, pour $x = 0$, $\frac{dy}{dx} = \operatorname{tang}\omega_1 = \omega_1$, on a

$$k = \frac{Pa^2}{2} + \frac{I}{U}P\rho^2 - \frac{I}{U}(\mu - Pa)\rho\frac{\pi}{2},$$

d'où pour $x = a$, c'est-à-dire au point C, on a comme inclinaison de la tangente sur Ox

$$\omega_2 = \left(\frac{dy}{dx}\right)_{x=a} = \frac{Pa^2}{2EI} + \frac{P\rho^2}{EU} - \frac{(\mu - Pa)}{EU}\rho\frac{\pi}{2} - \frac{\mu a}{EI},$$

et en faisant $x = a$, on trouve pour valeur de y et par suite pour flèche de C par rapport à l'horizontale de B :

$$f_{BC} = -\frac{\mu a^2}{2EI} + \frac{Pa^3}{3EI} + \frac{P\rho^2 a}{EU} - \frac{(\mu - Pa)}{EU}\rho a\frac{\pi}{2}.$$

Enfin, on obtient de la même façon que précédemment une relation entre

μ et P, en écrivant l'équation de flexion de MC, et exprimant que la tangente en M est verticale, et que la tangente en C fait l'angle ω_2 avec la verticale et à sa droite. On obtient ainsi

$$(1) \qquad \mu = \frac{P\rho^2 + Pa\rho\frac{\pi}{2} + \frac{U}{I}\frac{Pa^2}{2}}{l\frac{U}{I} + a\frac{U}{I} + \rho\frac{\pi}{2}}.$$

Le couple de flexion en A est d'ailleurs

$$(2) \qquad \mu_A = P(a+\rho) - \mu,$$

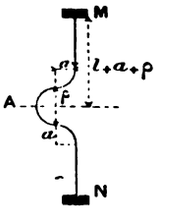
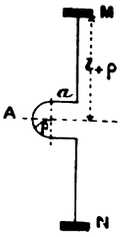
et la flèche totale prise par MCA

$$F = \frac{P\rho^3}{EU}\frac{\pi}{4} + \frac{2Pa\rho^2}{EU} + \frac{Pa^2\rho}{EU}\frac{\pi}{2} - \frac{\mu\rho}{EU}\left(\rho + a\frac{\pi}{2}\right) + \frac{Pa^3}{EI} - \frac{\mu a^2}{2EI},$$

en remarquant que cette flèche $F = \lambda(l+\rho)$, λ étant la dilatation par unité de longueur.

Le Tableau suivant donne les résultats de calculs de la fatigue maximum qui se produit en A comme dans le cas précédent.

Tableau résumé des résultats des calculs.

		VALEUR de f.	MOMENT DE FLEXION en M μ.	MOMENT DE FLEXION en A $P(a+\rho)-\mu$.	FATIGUE R maximum.	OBSERVATIONS.
$l+\rho+a=30r$	$\rho=6r$, $a=14r$	$2228\frac{Pr^3}{EI}$	$7Pr$	$13Pr$	$R=7^{kg}$ en A	De l'inspection du Tableau on voit qu'à égalité de distance MN des encastrements, il y a intérêt, pour une longueur $(a+\rho)$ donnée et par suite, pour un même développement total de tuyautage à augmenter ρ au détriment de a. La fatigue diminue.
$l=10r$	$\rho=10r$, $a=10r$	$2438\frac{Pr^3}{EI}$	$7,7Pr$	$12,3Pr$	6 »	
	$\rho=14r$, $a=6r$	$2530\frac{Pr^3}{EI}$	$8,4Pr$	$11,6Pr$	5,5 »	
$+\rho+a=40r$	$\rho=6r$, $a=14r$	$2621\frac{Pr^3}{EI}$	$5,7Pr$	$14,3Pr$	8,7 »	
$l=20r$	$\rho=10r$, $a=10r$	$2919\frac{Pr^3}{EI}$	$6,3Pr$	$13,7Pr$	7,5 »	
	$\rho=14r$, $a=6r$	$3110\frac{Pr^3}{EI}$	$6,9Pr$	$13,1Pr$	6,7 »	
$l+\rho+a=50r$	$\rho=6r$, $a=14r$	$2890\frac{Pr^3}{EI}$	$4,8Pr$	$15,2Pr$	10,5 »	Fig. 25. 
$l=30r$	$\rho=10r$, $a=10r$	$3251\frac{Pr^3}{EI}$	$5,3Pr$	$14,7Pr$	9,1 »	
	$\rho=14r$, $a=6r$	$3510\frac{Pr^3}{EI}$	$5,8Pr$	$14,2Pr$	8,2 »	
$l+\rho=30r$	$l=24r$, $\rho=6r$, $a=14r$	$2580\frac{Pr^3}{EI}$	$5,9Pr$	$14,1Pr$	6,6 »	Fig. 26. 
	$l=20r$, $\rho=10r$, $a=10r$	$2726\frac{Pr^3}{EI}$	$6,9Pr$	$13,1Pr$	5,7 »	
	$l=16r$, $\rho=14r$, $a=6r$	$2706\frac{Pr^3}{EI}$	$8,0Pr$	$12Pr$	5,3 »	
$l+\rho=40r$	$l=34r$, $\rho=6r$, $a=14r$	$2863\frac{Pr^3}{EI}$	$4,9Pr$	$15,1Pr$	8,4 »	
	$l=30r$, $\rho=10r$, $a=10r$	$3122\frac{Pr^3}{EI}$	$5,7Pr$	$14,3Pr$	7,3 »	
	$l=26r$, $\rho=14r$, $a=6r$	$3236\frac{Pr^3}{EI}$	$6,6Pr$	$13,4Pr$	6,6 »	
$l+\rho=50r$	$l=44r$, $\rho=6r$, $a=14r$	$3067\frac{Pr^3}{EI}$	$4,2Pr$	$15,8Pr$	10,3 »	On voit qu'à égalité de distance MN et de saillie du point A avec la forme précédente, cette loi conduit plutôt à une fatigue plus grande sans d'ailleurs que la différence soit bien sensible.
	$l=40r$, $\rho=10r$, $a=10r$	$3402\frac{Pr^3}{EI}$	$4,9Pr$	$15,1Pr$	8,9 »	
	$l=36r$, $\rho=14r$, $a=6r$	$3600\frac{Pr^3}{EI}$	$5,6Pr$	$14,4Pr$	8 »	

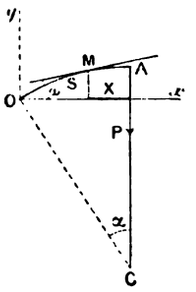
VIII. *Flexion d'un arc de cercle* OA *d'angle au centre* α, *encastré en* O *et sollicité à son autre extrémité* A *par une force* P *dirigée suivant le rayon.* — On a

$$EU\left(\frac{1}{\rho'} - \frac{1}{\rho}\right) = PX,$$

d'où

$$\frac{1}{\rho'} = -\frac{d\omega}{ds} = \cos\omega\,\frac{d\omega}{dX} = \frac{1}{\rho} + \frac{PX}{EU},$$

Fig. 27.



et en intégrant

$$\sin\omega = \frac{X}{\rho} + \frac{PX^2}{2EU} - \frac{P\rho^2\sin^2\alpha}{2EU}$$

On a ensuite

$$ds = -\frac{dX}{\cos\omega} = -\frac{dX}{\sqrt{1-\left(\frac{X}{\rho}+\frac{PX^2}{2EU}-\frac{P\rho^2\sin^2\alpha}{2EU}\right)^2}}$$

$$= -\frac{dX}{\sqrt{1-\frac{X^2}{\rho^2}}} + \frac{\left(\frac{P\rho^2\sin^2\alpha}{2EU}-\frac{P\rho^2}{2EU}\right)\frac{X}{\rho}\,dX}{\left(1-\frac{X^2}{\rho^2}\right)^{\frac{3}{2}}},$$

avec l'approximation adoptée; d'où en intégrant

$$(1)\quad \left\{\begin{aligned} S = \text{arc}\,OM &= \rho\alpha - \rho\,\text{arc}\sin\left(\frac{X}{\rho} - \frac{P\rho^2\sin^2\alpha}{2EU}\right) \\ &\quad - \frac{P\rho^3}{2EU}\,\frac{1}{\sqrt{1-\frac{X^2}{\rho^2}}} - \frac{P\rho^3}{2EU}\sqrt{1-\frac{X^2}{\rho^2}} + \frac{P\rho^3}{EU}\cos\alpha. \end{aligned}\right.$$

Cherchons pour quelle valeur $X = -\varepsilon$, on a $s = \rho\alpha$; il vient l'équation

$$(2)\qquad \varepsilon = \frac{P\rho^3}{2EU} - \frac{P\rho^3\sin^2\alpha}{2EU} - \frac{P\rho^3}{EU}\cos\alpha,$$

et ε est le déplacement du point A parallèlement à OX.

Cherchons maintenant quelle est la flèche prise par OA normalement à OX,

on a

$$dy = -\,dx \operatorname{tang}\omega,$$

d'où en intégrant comme précédemment, il vient

$$y = \rho\sqrt{1-\frac{X^2}{\rho^2}} - \rho\cos\alpha - \frac{P\rho^3}{2EU}\cos^2\alpha\frac{X}{\sqrt{\rho^2-X^2}} + \frac{P\rho^3}{2EU}\left(\operatorname{arc\,sin}\frac{X}{\rho} - \alpha\right) + \frac{P\rho^3}{2EU}\sin\alpha\cos$$

d'où on déduit la flèche en faisant

$$X = -\varepsilon, \qquad y = \rho - \rho\cos\alpha - f.$$

On a finalement

$$f = \frac{P\rho^3}{2EU}(\alpha - \sin\alpha\cos\alpha).$$

NOTE

AU SUJET DES

ESSAIS D'UN BATEAU DE RIVIÈRE

A HÉLICES MULTIPLES,

PAR M. CH. DOYÈRE,
Ingénieur en chef de la Marine.

Il y a quelque temps, au moment où les essais sensationnels de la *Turbinia* vinrent appeler l'attention sur l'emploi d'hélices multiples clavetées en tandem sur le même arbre, quelques camarades voulurent bien se souvenir qu'il y a onze ou douze ans, j'avais proposé et recommandé cette disposition, en la justifiant par des considérations théoriques, qui se rattachaient à ma théorie générale de ce que j'ai appelé la *surface efficace* d'un propulseur, mais qui subsistaient néanmoins indépendamment de cette théorie.

On m'excusera, je pense, de revendiquer la part, si petite qu'elle soit, qui me revient dans cette idée, et de citer ici le texte de la Note écrite par moi à ce sujet le 15 janvier 1889, et *partiellement* publiée dans le *Mémorial du Génie maritime,* 3e livraison 1889. Pour l'intelligence de ce texte, je demande qu'on veuille bien se reporter à ma *Théorie de la surface efficace* (voir *Mémorial du Génie maritime,* 3e livraison 1888 et 3e livraison 1889), théorie qui porte, sans doute, les traces d'un défaut dont je me corrige malheureusement tous les jours, la jeunesse, mais qui néanmoins subsiste encore à mes yeux dans son ensemble, et me sert fréquemment : en particulier, j'ai maintes fois fait usage des formules que j'ai établies pour le calcul de $\frac{N^3}{F}$ $\left(\text{ou } \frac{N}{\sqrt[3]{F}}\right)$ d'une hélice, et elles ne m'ont pas encore donné de mécompte.

A. — Extrait d'une Note du 15 janvier 1889 sur les propulseurs hélicoïdaux.

DEUXIÈME PARTIE. — OBSERVATIONS SUR L'EMPLOI DES HÉLICES MULTIPLES.

§ 1. — *Diverses manières de poser le problème de la comparaison entre les hélices simples et les hélices multiples.*

« Il ne nous semble pas qu'il ait été fait jusqu'à présent d'études bien méthodiques sur la valeur comparative des hélices simples et des hélices multiples. On ne saurait, en effet, qualifier ainsi les simples rapprochements, auxquels on se borne d'ordinaire, entre des résultats obtenus d'une part sur un bâtiment à hélice simple, d'autre part sur un bâtiment à peu près analogue muni de deux hélices, dont les dimensions et le nombre de tours ne sont liés par aucune loi définie avec celles du propulseur auquel on prétend les comparer. Prenons, par exemple, les expériences comparatives du *Marengo* et du *Richelieu*, qui, il y a quelques années, avaient paru établir la supériorité des hélices simples. Nous trouvons, d'une part, sur le *Marengo*, une hélice de $6^m,10$ de diamètre et $8^m,57$ de pas $\left(\frac{H}{D} = 1,41\right)$, qui, pour la vitesse maxima de $13^n,635$, ne tourne qu'à $55^{tours},5$; d'autre part, sur le *Richelieu*, deux hélices de $4^m,60$ de diamètre et $5^m,29$ de pas $\left(\frac{H}{D} = 1,15\right)$, qui, pour la vitesse maxima de $13^n,22$, tournent à $84^{tours},4$; quelle part attribuer dès lors, dans la divergence des résultats obtenus : 1° à la supériorité réelle de l'un ou de l'autre système; 2° aux différences de dimension et de forme des propulseurs; 3° à l'inégalité du rendement de deux machines, dont les allures sont si différentes?

» La même observation s'applique aux conclusions de l'intéressante étude de M. M.-H. White sur la valeur comparative des hélices simples et des hélices multiples (*Revue maritime*, t. LXI, p. 155). M. White trouve, à ces dernières, une supériorité considérable, susceptible de procurer, sur la puissance nécessaire pour produire une vitesse donnée, des économies qu'il évalue à 13,18 et jusqu'à 26 pour 100 [1], dues à la *position* des hélices par rapport à la coque. Et ne sont-ils pas dus plutôt, en grande partie, à ce que, comme nous le verrons plus loin, l'adoption de deux hélices permet d'augmenter notablement le rapport entre la surface efficace totale et le B^2 immergé?

» Telles sont, en effet, les deux faces du problème, qu'on peut formuler nettement dans les termes suivants :

» 1° *Une même surface efficace totale* S est-elle mieux ou moins bien uti-

[1] Suivant le cas. Mais ces bénéfices tiennent-ils bien réellement?

lisée quand on la répartit entre plusieurs hélices semblables, que quand on la réalise avec une seule?

» 2° A égalité de puissance motrice et pour une même allure, l'adoption de plusieurs hélices ne permet-elle pas de réaliser une surface efficace totale plus considérable, et, par suite, une utilisation meilleure que celles qui pourraient être obtenues avec une seule hélice?

» A la première de ces deux questions, l'expérience seule pourrait répondre. Mais relativement à la seconde, le raisonnement permet de faire, *a priori*, quelques remarques que nous allons présenter.

§ 2. — *Augmentation de surface efficace que permet de réaliser l'emploi des hélices multiples.*

» Supposons qu'on ait appliqué à un bâtiment donné une hélice unique qui, à l'allure de N tours et sous l'action d'une puissance motrice égale à F_1, réalise la meilleure utilisation possible; nous sommes toujours en droit, au moins comme moyen de raisonnement, de supposer cette hélice connue. Appelons D, H, λ et S ses éléments principaux. D'après l'hypothèse même, toute autre hélice unique, substituée à celle-ci, ne peut que faire perdre de la vitesse, et nous sommes au maximum du rendement que cette disposition peut donner.

» Mais imaginons que nous partagions la force F_1 entre deux hélices géométriquement semblables à la première, dans le rapport de similitude α, calculé de telle façon que chacune de ces hélices réalise le même nombre de tours N que la première, sous l'action de la force $\frac{F_1}{2}$. Cherchons quels seront les éléments de ces nouveaux propulseurs, c'est-à-dire la valeur du rapport de similitude α.

» Nous avons pour la première :

$$\frac{N}{\sqrt[3]{F_1}} A = \left(1 - 0{,}042 \frac{B^2}{D^2}\right) \frac{1 + 0{,}78\lambda}{H \sqrt[3]{S}},$$

et pour chacune des deux autres :

$$\frac{N}{\sqrt[3]{\frac{F_1}{2}}} = A' \left(1 - 0{,}042 \frac{B^2}{2\alpha^2 D^2}\right) \frac{1 + 0{,}78\lambda}{\alpha H \sqrt[3]{\alpha^2 S}}.$$

» Le quotient de ces deux équations nous donne

$$2^{\frac{1}{3}} = \frac{A'}{A} \frac{1 - 0{,}042 \frac{B^2}{2\alpha^2 D^2}}{1 - 0{,}042 \frac{B^2}{D^2}} \frac{1}{\alpha^{\frac{5}{3}}}.$$

» Comme première approximation, négligeons la variation de la résistance

relative (dont l'influence serait d'ailleurs, comme on va le voir plus bas, tout à l'avantage des hélices jumelles).

» Nous aurons

$$\alpha^{\frac{5}{3}} = \frac{A'}{A}\frac{1}{2^{\frac{1}{3}}},$$

d'où

$$\alpha = \left(\frac{A'}{A}\right)^{\frac{3}{5}}\frac{1}{\sqrt[5]{2}},$$

et, en admettant pour $\frac{A'}{A}$ le chiffre moyen précédemment trouvé $\frac{A'}{A} = 1,017$,

$$\alpha = (1,017)^{\frac{3}{5}}\frac{1}{\sqrt[5]{2}} = 1,01 \times \frac{1}{\sqrt[5]{2}}.$$

» On voit que l'influence de la variation de $\frac{A'}{A}$ est à peu près négligeable, et qu'on peut admettre très sensiblement

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt[5]{2}} = 0,87.$$

» La résistance relative, dans cette hypothèse, deviendrait $\frac{B^2}{2^{\frac{2}{5}}D^2}$, valeur plus petite que $\frac{B^2}{D^2}$; la fraction $\frac{1 - 0,042\,\frac{B^2}{2\alpha^2 D^2}}{1 - 0,042\,\frac{B^2}{D^2}}$ est donc plus grande que 1, et en la supposant égale à 1, comme nous l'avons fait, nous devons trouver pour α une valeur plus faible que celle qui résoudrait réellement l'équation. Donc α est au moins égal à $\frac{1}{\sqrt[5]{2}}$. Il suit de là que si nous appelons S la surface efficace de l'hélice primitive, la surface efficace S_1 de chacune des deux hélices jumelles sera :

$$S_1 = \alpha^2 S = \frac{S}{2^{\frac{2}{5}}},$$

au minimum, et par suite la surface efficace totale des deux hélices sera, au minimum,

$$2S_1 = \frac{2S}{2^{\frac{2}{5}}} = 2^{\frac{3}{5}}S = 1,515S.$$

» Ainsi en conservant aux deux machines motrices des hélices jumelles la même allure qu'à la machine motrice de l'hélice unique primitive, le fractionnement de la puissance entre deux hélices géométriquement semblables

à la première permet d'augmenter la surface efficace totale dans le rapport de 1 à 1,5 au minimum [1].

» [1] Il n'est pas nécessaire pour arriver à cette conclusion de s'appuyer sur l'équation (1).

» Supposons en effet que, pour un nombre de tours N donné, la puissance soit représentée par l'équation

$$F_1 = \varphi(H, D, f, \ldots),$$

φ étant une fonction homogène, de forme et de degré quelconques, des différents éléments de l'hélice.

» Remplaçons celle-ci par une autre semblable dans le rapport de similitude α. Nous aurons pour le même nombre de tours

$$F'_1 = \alpha^n \varphi(H, D, F, \ldots)$$

(abstraction faite des variations que le changement d'hélice peut amener dans les coefficients de la fonction φ).

» n est certainement positif, car F_1 doit augmenter évidemment quand on augmente les dimensions de l'hélice (c'est-à-dire quand α est > 1). Il est même aisé de se rendre compte que n est > 3, sans quoi on arriverait à cette conclusion que la pression unitaire s'exerçant sur un élément donné de la surface d'une hélice en mouvement diminuerait quand la vitesse de cet élément augmente.

» Ceci posé, calculons α dans l'hypothèse $\frac{F'_1}{F_1} = \frac{1}{2}$. Nous aurons :

$$\frac{1}{2} = \alpha^n,$$

d'où

$$\alpha = \frac{1}{2^{\frac{1}{n}}}.$$

» Par suite la surface efficace totale de deux hélices utilisant chacune la moitié de F_1 sera à celle de l'hélice primitive dans le rapport

$$\frac{2S_1}{S} = 2 \times \frac{1}{2^{\frac{2}{n}}} = 2^{1-\frac{2}{n}},$$

quantité > 1 et même $> 2^{\frac{1}{3}}$ ou 1,26.

» On voit donc que, sans faire pour ainsi dire aucune hypothèse sur la forme de la fonction φ, on arrive à la conclusion que nous avons énoncée, à savoir : que la substitution à une seule hélice, de deux hélices semblables calculées de façon à réaliser le même nombre de tours avec la même puissance, permet d'augmenter notablement la surface efficace totale.

» Enfin, ces conclusions subsistent encore si, au lieu de comparer les propulseurs au moyen de leurs surfaces efficaces, on les compare par la considération des résistances relatives $\left(\frac{D^2}{B^2}\right)$, ou des disques propulseurs $\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)$, ou des surfaces développées ou projetées, comme le font fréquemment les Anglais.

» En admettant pour $\frac{2S_1}{S}$ la valeur minimum $2^{\frac{1}{3}}$, on en déduit :

$$\frac{\mu'}{\mu} = \frac{M'}{M} = \sqrt[6]{2^{\frac{1}{3}}} = 2^{\frac{1}{18}} = 1,039.$$

» Ce chiffre, qu'on peut considérer comme un minimum (théoriquement du moins) du bénéfice que l'on peut attendre d'une substitution faite dans les conditions indiquées, est encore fort avantageux, puisqu'il ferait par exemple passer M de 4 à 4,156 et la vitesse de 16 à 16,6 environ.

» Resterait à voir, par l'expérience, quelle serait la fraction de ce bénéfice réellement recueillie.

» Or, les coefficients d'utilisation propres des propulseurs μ, et par extension les coefficients usuels d'utilisation M, étant sensiblement dans le rapport des puissances sixièmes des surfaces efficaces, lorsque les fractions de pas sont peu différentes (ici elles sont identiques, puisque les propulseurs sont semblables) il suit de là qu'on aurait sensiblement :

$$\frac{\mu'}{\mu} = \frac{M'}{M} = \sqrt[6]{2^{\frac{3}{5}}} = 2^{\frac{1}{10}} = 1,071,$$

le bénéfice serait considérable, puisqu'il ferait passer par exemple la valeur de M de 4 à 4,28.

» Pratiquement, on ne recueillerait sans doute pas tout ce bénéfice, car à l'augmentation de surface efficace correspond une augmentation corrélative de ce que nous avons appelé dans notre première Note la *surface nuisible* de l'hélice. Il peut se faire d'ailleurs qu'à égalité de surface efficace, des hélices en abord utilisent moins bien la force qu'une hélice placée dans l'axe. Mais le chiffre ci-dessus indiqué équivalant à un gain de 23 pour 100 sur la puissance [1], il semble peu probable que l'infériorité due à la position des hélices (si toutefois elle existe) et à l'augmentation de la surface nuisible, puisse aller jusqu'à compenser la totalité de ce bénéfice. Or n'en réalisât-on que les $\frac{2}{3}$ ou la moitié seulement, l'importance du résultat resterait encore considérable.

» Le même raisonnement, répété pour trois hélices, amènerait à cette conclusion qu'en adoptant pour rapport de similitude entre l'hélice primitive et ces trois hélices

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt[5]{3}} = 0,80,$$

la surface efficace totale deviendrait, au minimum,

$$3S_1 = 3^{\frac{3}{5}}S = 1,93S,$$

ce qui correspondrait à

$$\frac{\mu'}{\mu} = \frac{M'}{M} = 3^{\frac{1}{10}} = 1,116,$$

chiffre qui, même en le supposant fortement réduit, promettrait encore, pour les futurs croiseurs à trois hélices, des utilisations remarquables, si toutefois ces hélices sont, par ailleurs, bien conçues [2].

---

[1] Il est à remarquer que ce chiffre de 23 pour 100 ne dépasse pas la limite de ceux que M. White a déduits d'un certain nombre d'expériences.

[2] Il est à peine utile de remarquer que les raisonnements de la Note de la page précédente s'appliquent au cas de trois hélices comme au cas de deux.

§ 3. — *Emploi de plusieurs hélices sur le même arbre* (1).

» Dans le calcul que nous venons de faire, rien ne suppose intrinsèquement que les deux ou trois hélices entre lesquelles est fractionnée la puissance sont placées sur des arbres différents, et le raisonnement subsiste en son entier, si l'on imagine que ces deux ou trois hélices sont clavetées sur le même arbre, à la condition toutefois qu'elles soient suffisamment éloignées l'une de l'autre, pour ne pas s'influencer réciproquement par les mouvements qu'elles communiquent à la masse liquide dans laquelle elles travaillent. Cette condition est évidemment difficile, pour ne pas dire impossible, à réaliser, surtout sur un bâtiment à un seul arbre, où l'on ne dispose pas, comme sur les navires à hélices jumelles, de grandes longueurs d'arbres en porte-à-faux permettant d'écarter notablement les deux propulseurs clavetés sur le même axe.

» Mais là encore se posent les mêmes questions : Quelle sera, pratiquement, l'influence des remous? Annulera-t-elle la totalité du bénéfice dû à l'augmentation de la surface efficace? Ou, au contraire, en laissera-t-elle subsister une fraction notable? SI, COMME NOUS SOMMES PORTÉS A LE CROIRE, CETTE DERNIÈRE HYPOTHÈSE SE TROUVAIT VÉRIFIÉE, ON SERAIT ALORS AMENÉ A CONSTRUIRE, PAR EXEMPLE, DES BATIMENTS A UN SEUL ARBRE PORTANT DEUX HÉLICES; OU DES BATIMENTS A DEUX ARBRES ET QUATRE HÉLICES, OU MÊME DES BATIMENTS A TROIS ARBRES ET A CINQ OU SIX HÉLICES (2).

» On nous objectera que remplacer une hélice à n ailes simples par deux hélices du même nombre d'ailes clavetées sur le même arbre, revient à substituer, à cette hélice à n ailes simples, une hélice à n ailes doubles ou une hélice à $2n$ ailes simples.

» Nous répondrons que :

» 1° Les hélices à ailes doubles (système Mangin, par exemple) sont précisément dans les conditions les plus défavorables au point de vue de l'influence des mouvements communiqués à la masse liquide : les ailes de l'arrière reçoivent en effet *immédiatement* les filets liquides qui viennent d'être déviés par les ailes de l'avant, et il doit se produire entre les unes et les autres des remous très défavorables à l'utilisation. Aussi l'expérience a-t-elle montré qu'une hélice à deux ailes doubles est inférieure à une hélice à quatre ailes ayant les mêmes éléments principaux.

» 2° Il ne nous semble pas équivalent d'employer une hélice à $2n$ ailes, se détachant du même moyeu, et traçant, dans le mouvement de rotation, les mêmes trajectoires, ou d'employer deux hélices de chacune n ailes, clavetées sur le même arbre, mais aussi éloignées l'une de l'autre que le permettront

---

(1) Tout ce paragraphe représente la partie de ma Note qui, un peu subversive pour l'époque où elle parut, ne fut pas insérée au *Mémorial du Génie maritime*. Il est d'ailleurs certain que M. Parsons n'en a jamais eu connaissance.

(2) On voit que nous avons prévu la disposition de la *Turbinia* dix ans avant la lettre!

les dispositions de cet arbre et du bâtiment, et travaillant par suite dans des masses liquides distinctes.

» 3° Enfin, et c'est là surtout ce qu'il importe de bien remarquer, *toutes les expériences qui ont été faites pour étudier la valeur comparative des hélices à ailes simples et des hélices à ailes doubles ou des hélices de différents nombres d'ailes, ont porté sur des propulseurs ayant tous même diamètre, même pas, même fraction de pas totale et, par conséquent, même surface efficace. Mais jamais on n'a songé dans ces expériences à profiter de l'augmentation du nombre d'ailes pour augmenter la surface efficace totale, tout en conservant le même nombre de tours et la même puissance.*

» Or c'est là précisément le point capital de ce que nous proposons. Il peut se faire, en effet, comme nous l'avons déjà fait observer à propos des hélices jumelles, qu'une même surface efficace, répartie entre deux hélices, soit moins avantageuse que si elle est réalisée avec une seule. Mais le fractionnement de la puissance entre deux hélices permettant d'augmenter considérablement la surface efficace totale, on est en droit de compter sur un bénéfice sensible. En tout cas, si les deux effets sont de sens contraire, l'expérience seule peut établir quel est celui qui reste prépondérant, quelle est, d'autre part, l'influence de l'augmentation de la surface nuisible, et, s'il reste un bénéfice, quelle est l'importance de l'économie réalisée sur la puissance.

» Ce que nous disons de deux hélices peut se répéter de trois et en général de n. Sauf les corrections dont nous venons de parler, une hélice unique à trois ailes, par exemple, se remplacerait par n hélices dont le rapport de similitude à la première serait $\frac{1}{n^{\frac{1}{5}}}$, et qui réaliseraient une surface efficace égale à $n^{\frac{3}{5}}$ S. Ces n hélices constitueraient en réalité un propulseur d'un type nouveau à $3n$ ailes, mais qui, au lieu d'avoir toutes leur génératrice moyenne dans un même plan perpendiculaire à l'axe, se répartiraient par groupes de trois placés les uns derrière les autres, et décroisés de telle façon que les emmanchements des ailes dans le moyeu s'espacent sur trois hélices tracées sur ce moyeu. Le croquis n° 1, Pl. III [1] indique la disposition d'un semblable propulseur, dont l'expérience seule pourrait évidemment permettre de comparer la valeur avec celle de l'hélice unique qu'il remplacerait. Le croquis n° 2 figure une autre disposition, identique comme principe, mais dont les divers groupes d'ailes ont des diamètres qui au lieu d'être égaux, vont en augmentant de l'avant à l'arrière, ce qui, dans la plupart des cas, en faciliterait l'installation à bord. Mais la première disposition donne une plus grande augmentation de surface efficace.

» Quoi qu'il en soit de ces spéculations, il y a là, ce nous semble, un champ

---

[1] Nous ne reproduisons pas ce croquis; on conçoit aisément ce que nous proposons.

d'expériences des plus intéressants à explorer : nous demandons à être autorisé à en entreprendre quelques-unes. C'est sur un bâtiment à deux hélices qu'on pourrait le faire le plus facilement. Mais, à défaut du navire de ce type disponible, ces essais pourraient être faits à peu de frais sur les canots-vedettes de 13^{m} des Forges et Chantiers de la Loire, dont la disposition de l'arrière, sans plan mince ni crosse, se prête à l'installation de deux ou plusieurs hélices, placées les unes derrière les autres. On ferait diverses séries d'épreuves.

» 1° Avec l'hélice actuelle dont les dimensions sont :

Nombre d'ailes		2
Diamètre		1^{m},00
Pas		1,10
Fraction de pas par aile au diamètre de	1^{m},00	0,0375
	0,75	0,075
	0,50	0,120
	0,25	0,1725

» 2° Avec deux hélices semblables à la première et ayant comme dimensions :

Nombre d'ailes de chacune		2
Diamètre		0^{m},87
Pas		0,96
Fraction de pas par aile	à l'extrémité du rayon	0,0375
	aux $\frac{3}{4}$ du rayon	0,075
	au $\frac{1}{2}$ du rayon	0,120
	au $\frac{1}{4}$ du rayon	0,1725

installées dans les conditions qu'indique le croquis n° 2, Pl. IV (1), ci-joint. Le rapport des surfaces efficaces de ces deux hélices à celle de l'hélice primitive serait, comme nous l'avons vu, $\frac{2S_1}{S} = 1,515$.

» 3° Si le succès couronnait ces premières épreuves, on pourrait les poursuivre en plaçant sur l'arbre trois hélices. Les dispositions du bâtiment ne permettraient pas de prendre ces trois hélices égales; il faudrait alors, en effet, leur donner un diamètre de 80^{cm}, trop grand pour qu'elles puissent trouver place entre l'hélice et la coque. Nous les calculerions donc de façon qu'elles utilisent, par exemple, la première $\frac{1}{2}$, la seconde $\frac{1}{3}$, la troisième $\frac{1}{6}$ de la puissance totale, leurs dimensions seraient alors approximativement :

	Hélice arrière.	Hélice milieu.	Hélice avant.
Nombre d'ailes	2	2	2
Diamètre	0^{m},87	0^{m},80	0^{m},70
Pas	0^{m},96	0^{m},88	0^{m},77
Fraction de pas	Les mêmes que pour l'hélice unique primitive.		
Rapport $\frac{S}{S_1}$	0^{m},757	0^{m},640	0^{m},483

(1) Ce croquis n'est pas reproduit.

En 1894 vinrent les essais de la *Turbinia*. Naturellement, je fus porté à attribuer une partie de son magnifique succès à la multiplicité de ses hélices. Depuis lors, ayant lu dans une Note de l'éminent Directeur du Service technique de la Marine, M. Bertin, que ce succès ne revenait en rien aux hélices, mais pour la plus grande part aux formes de la coque (Voir *Bulletin de l'Association*, n° 9, 1898), je me retrouvai dans le doute, et fort désireux de pouvoir refaire quelques expériences sur ce point à la première occasion. Cette occasion me fut fournie de la façon suivante :

C. — Essai d'une chaloupe pour le *Mékong*.

En mai 1899, il me fut demandé de la part du Gouvernement de l'Indo-Chine si l'arsenal de Fou-Tchéou pourrait construire pour notre Colonie une chaloupe à vapeur destinée au balisage du Haut Mékong, et satisfaisant aux conditions suivantes :

L'embarcation devra avoir 18^m de longueur au plus, 4^m de largeur au moins, 1^m de tirant d'eau maximum. Coque métallique complète, recouverte d'un bordé en bois de 10^{cm} d'épaisseur doublé de cuivre. Deux machines compound à condensation par surface. Vitesse : au moins 12 nœuds, avec chauffage au bois. Un servo-moteur à vapeur, un guindeau à vapeur. Porte-manteaux pour soulager les bouées avec treuil à vapeur. Au moins 6 tonneaux de combustible. Caisses à eau renfermant au moins 1 tonneau d'eau. Paillotte complète au-dessus du pont. Salon avec canapés-couchettes. Grande cabine des cartes sur la paillotte.

Le problème ainsi posé me parut évidemment irréalisable, et je dus demander les modifications susceptibles de le rendre soluble : allongement de la coque, réduction d'épaisseur du doublage en bois, vitesse de 12 nœuds réalisée avec la chauffe au charbon, la chauffe au bois étant considérée comme représentant les conditions de marche courante à 10 nœuds environ; emploi de chaudières multitubulaires de type léger. En même temps, il fut admis que le tirant d'eau pourrait être au besoin porté à $1^m,10$ ou $1^m,15$.

Finalement les conditions arrêtées furent :

Longueur totale	21^m
Largeur	$4^m,06$
Tirant d'eau	$1^m,10$ (au besoin 1,15)
Déplacement à ce tirant d'eau	50 tonnes environ

L'épaisseur du doublage en bois fut réduite à 6^{cm} au galbord et 5^{cm} dans le haut, à 4^{cm} au-dessus de la flottaison.

Les essais imposés sont définis comme suit dans le contrat :

» Les épreuves de recette imposées à la machine seront les suivantes :

« 1° *Épreuve à outrance.* — L'introduction à la machine étant réglée au

maximum, et la chauffe se faisant avec du charbon en briquettes de bonne qualité, au choix du Directeur de l'arsenal, on s'assurera que la chaloupe peut réaliser une vitesse de 12 nœuds, mesurée sur une base à terre, ou, à défaut, au patent-log. On s'assurera en outre que la machine peut maintenir pendant une heure environ cette allure maxima dans de bonnes conditions.

« 2° *Épreuve à allure normale.* — Pour cette épreuve, la chauffe sera faite au bois. On s'assurera que le navire peut réaliser sans difficulté une vitesse de 10 nœuds pendant trois heures consécutives.

» Pour les essais, la chaloupe aura à bord 6 tonneaux de combustible et 20 hommes au plus.

» Pendant toute la durée des essais, le fonctionnement de l'appareil devra être entièrement satisfaisant, l'alimentation des chaudières facile et abondante. »

La puissance prévue pour réaliser la vitesse de 12 nœuds fut de 300 chevaux, divisés en deux machines compound à deux cylindres, alimentées par une chaudière type Leblond-Caville, timbrée à 12^{kg}. Le tout, coque, machines et chaudière, a été construit à l'arsenal de Fou-Tchéou. Les dimensions principales des chaudières et des machines sont les suivantes :

Chaudière.

Type de la chaudière	Leblond et Caville
Timbre	12^{kg}
Surface de grille	$2^{mq},55$
Surface de chauffe totale	78^{mq}

Machines.

Nombre de machines	2
Puissance de chaque machine	150^{chx} au maximum
Nombre de tours correspondants	400
Nombre de cylindres	2
Diamètre du cylindre haute pression	$0^{m},20$
Diamètre du cylindre basse pression	$0^{m},38$
Course des pistons	$0^{m},20$
Type des tiroirs	cylindriques
Mise en train	coulisse Stephenson

L'appareil est à condenseur par surface, commun aux deux machines, avec pompe de circulation indépendante.

Aux premiers essais, l'alimentation était simplement assurée par deux pompes, une sur chaque machine, commandées par celle-ci. Mais aux grandes allures (au delà de 250 tours), ces pompes se désamorçaient, et nous fûmes amenés à ajouter une pompe Thirion alimentaire de torpilleur. Une

des autres pompes fut supprimée et la seconde conservée pour l'alimentation à petite allure.

La particularité caractéristique de la chaloupe est la disposition de ses propulseurs.

Il y a deux hélices en tandem sur chaque arbre [1]. Elles ont les dimensions suivantes :

Nombre d'ailes de chaque hélice	4
Diamètre de l'hélice	$0^{m},84$
Pas de l'hélice	$1^{m},408$
Fraction de pas au $\frac{1}{4}$ du rayon	0,35
Fraction de pas au $\frac{1}{2}$ du rayon	0,31
Fraction de pas aux $\frac{3}{4}$ du rayon	0,27
Surface efficace de chaque hélice	$0^{mq},07888$
Puissance sur chaque hélice à 400 tours	75^{chx}
Valeur prévue pour $\frac{N}{\sqrt[3]{F}}$	94,85
Valeur prévue pour le coefficient A dans la formule $\frac{N}{\sqrt[3]{F}} = A\left(1 - \frac{0,042B^2}{4D^2}\right)\frac{1+0,78\lambda}{H\sqrt[3]{S}}$	46

Les plans moyens des deux hélices clavetées sur le même arbre sont distants de $0^{m},730$, c'est-à-dire 0,52 fois le pas. Les hélices sont calées à 45° l'une de l'autre.

Les deux arbres tournent en sens inverse, celui de bâbord vu de l'arrière dans le sens des aiguilles d'une montre. Cette disposition est contraire à ce que m'avait demandé l'Indo-Chine. La raison (raison de sentiment peut-être) qui m'a guidé a été la suivante :

Le plan mince de l'arrière du navire étant complètement supprimé, les deux hélices agissent sur la même masse d'eau, et, lorsqu'elles tournent à la même vitesse, leurs actions déviatrices sur les filets liquides doivent se compenser, et avoir comme effet résistant de provoquer un afflux général de l'eau parallèlement à la quille. Ceci est vrai, soit que les hélices tournent dans le sens indiqué ci-dessus, soit qu'elles tournent en sens inverse.

Mais, dans le cas où elles seraient supradivergentes, leur action sur l'eau au voisinage de la surface de celle-ci tendrait à creuser entre elles, dans l'axe du navire, une sorte de fosse, comme celle qui se produit derrière le gouvernail d'un navire à grande allure. L'inverse a lieu avec le sens de rotation adopté : l'hélice de bâbord tend à renvoyer l'eau au-dessus de l'hélice de tribord et inversement, et l'effet doit être analogue à une surimmersion. On peut objecter que les ailes inférieures, qui tournent en divergeant, tendent à faire le vide entre elles; mais, là, ce vide est toujours rempli au fur et à mesure par l'eau venant du dessous, et, par conséquent, ne peut se produire.

---

[1] Voir *Pl.* XXXI.

Disons de suite que ces prévisions ont été parfaitement réalisées par l'expérience. L'eau, derrière les hélices, s'échappe suivant un courant exactement parallèle à la quille, en formant dans l'axe du navire, non pas une fosse, mais une petite crête de remous peu saillante, du moins jusque vers 10 nœuds.

J'attribue en partie à cette action mutuelle des propulseurs d'un bord sur ceux de l'autre les beaux résultats obtenus au point de vue de l'utilisation, et je suis convaincu que ces résultats n'eussent pas été atteints, si les deux bords eussent été séparés par un plan mince, sur lequel les filets liquides déviés par les hélices fussent venus se briser et se réfléchir, sans aucun bénéfice pour les propulseurs.

Pour compléter l'indication des éléments influant sur l'utilisation, il convient de dire un mot des formes de la coque, que représente la *Pl. XXIX*.

Avec les dimensions obligatoires imposées par le contrat, il restait évidemment peu de latitude pour le choix des formes, et la finesse ne pouvait être cherchée dans les lignes d'eau. J'essayai de la réaliser dans les sections longitudinales : l'embarcation est absolument plate; c'est une planche qui glisse sur l'eau, mais qui se relève vers l'arrière presque dès le milieu de la longueur, de façon à dégager complètement l'accès de l'eau aux hélices, en même temps que les formes renflées de l'avant favorisent le soulèvement de celui-ci à grande vitesse, comme sur les torpilleurs, soulèvement vraisemblablement propre à augmenter l'utilisation.

Les essais ont été faits en mars 1900.

Après une première expérience sur place, il fut entrepris successivement deux autres sorties qui furent interrompues, l'une par un échauffement dû à un mauvais graissage, l'autre par un défaut d'alimentation.

On put cependant relever les résultats suivants le 24 février :

Nombre de tours des machines.	Puissance en chevaux.	Vitesse relevée.	Valeur de *m*.	Valeur de M.	$\frac{N}{\sqrt[3]{E}}$.	
		m				
220	55,8	7,20	3,12	4,58	91,40	Tirant d'eau moyen = 1,25
245	87,8	8,10	3,02	4,44	87,50	Valeur de $B^2 = 4^{mq},546$
300	134,5	9,60	3,11	4,57	92,88	Valeur de D = 55,990

Dès ces premières sorties, il fut tellement évident pour moi que l'embarcation atteindrait facilement la vitesse de 12 nœuds prévus, que, dans les essais officiels suivants, je ne pris même pas la peine de faire mettre le bateau à son tirant d'eau définitif : tous les essais ont été faits en forte surcharge avec des hommes et du matériel étranger à bord.

Les vitesses ont été mesurées avec un patent-log à hélice, système J. Bliss; autant que possible, on les a contrôlées par des relèvements à terre, et trouvées exactes. Il existe bien une petite base établie dans la rivière, près de

l'Arsenal, mais, d'une part, la multiplicité des sampans qui sillonnent le fleuve dans ces parages, et qu'on est forcé d'éviter, rend à peu près impossible de courir cette base. D'autre part, vu la grande puissance de son gouvernail, le *Mékong* est très difficile à tenir en ligne droite, et fait de très grandes embardées sous l'action d'un très petit angle de barre, et l'erreur que l'on eût commise par suite des sinuosités de la route sur une base qui n'a que 1100m de longueur eût vraisemblablement dépassé celle que donne l'emploi d'un bon loch, à des vitesses ne dépassant guère 12 nœuds.

Après retouche du graissage et addition d'un thirion assurant largement l'alimentation, les essais définitifs furent entrepris sans aucune difficulté ni incident de fonctionnement, et donnèrent les résultats suivants :

19 *mars* 1900. — *Essai de trois heures avec chauffe au bois.*

Tirant d'eau moyen du navire..... 1m,28
Surface du maître couple correspondant B²..... 4m.q.546
Déplacement correspondant D..... 57,165

Mesures des observations au loch.	Durée de l'observation.	Espace parcouru en milles.	Vitesse correspondante V.	Nombre de tours des machines N.	Force en chevaux F.	Valeur de *m* dans la formule $V=m\sqrt[3]{\frac{F}{B^2}}$.	Valeur de M dans la formule $V=M\sqrt[3]{\frac{F}{D}}$.
h ′ h ′	′	m	m				
De 10.47 à 10.52	5	0,85	10,20	»	»	»	»
10.52 10.57	5	0,80	9,60	»	»	»	»
10.57 11.10	13	2,18	10,08	»	»	»	»
11.10 11.15	5	0,79	9,48	»	»	»	»
11.15 11.20	5	0,75	9,00	290	106,7	3,26	4,85
11.20 11.45	25	3,72	9,34	290	117,7		
11.45 11.55	10	1,75	10,50	290	116,0		
11.55 12.00	5	0,78	9,30	290	103,0		
			Moy. = 9,535	295	124,4		
				290	111,3		
				290	115,8		
				Moyenne = 290,7	Moyenne = 113,6		
12.00 1.00	60	10,00	10,00	300	129,4	3,31	4,92
1.00 1.10	10	1,71	10,26	300	120,2		
1.10 1.25	15	2,60	10,40	300	123,1		
1.25 1 35	10	1,55	9,30	300	110,1		
1.35 1.45	10	1,67	10,02	316	142,0		
			9,996	303,3	125,0		
Totaux et moy. (ensemble de l'essai).....	178	29,15	9,83	»	»	»	»
Moyennes de 11h45 à 1h25.	100	16,84	10,104	»	»	»	»

L'essai a été fait tantôt en ligne droite, tantôt en tournant, tantôt avec,

tantôt contre le courant. La vitesse moyenne de $9^{n},83$ pendant trois heures équivaut largement à plus de 10^{n} en ligne droite. D'ailleurs, pendant la période d'essai bien établi, de $11^{h}45^{m}$ à $1^{h}25^{m}$, soit pendant 100′, la distance totale parcourue au loch a été de $16^{milles},84$, ce qui fait une vitesse moyenne de $10^{n},104$.

22 mars 1900, matinée. — Essai à grande allure.

Tirant d'eau moyen du navire	$1^{m},28$
Surface du maître couple correspondant B^{2}	$4^{mq},620$
Déplacement correspondant D	58,675

	Heures des observations au loch.		Durée de l'observation.	Espace parcouru en milles.	Vitesse correspondante V.	Nombre de tours des machines N.	Force en chevaux F.	Valeur de *m*.	Valeur de M.	$\frac{N}{\sqrt[3]{F}}$.
	h ′	h ′	′	m						
urant	de 9.16 à	9.21.	5	0,95	11,40	340	159,8	3,26	4,83	96,45
	9.21	9.26.	5	0,85	10,40	340	179,0			
	9.26	9.31.	5	0,92	11,04	340	179,5			
	9,31	9.36.	5	0,91	10,92	340	181,3			
					M. = 10,94	Moy. = 340	M. = 174,8			
.....	9.36	9.40.	4	0,66	9,90	»	»	»	»	»
	9.40	9.45.	5	0,92	11,04	»	»	»	»	»
cour.	9.45	9.55.	10	2,09	12,54	»	»	»	»	»
.....	9.55	10.01.	6	1,04	10,40	360	213	3,22	4,77	95,56
	10.01	10.06.	5	0,96	11,52	370	232			
urant	10.06	10.16.	10	2,00	12,00	348	193			
.....	10.16	10.26.	10	1,89	11,34	390	272			
ur...	10.26	10.36.	10	2,01	12,06	360	213			
.....	10.36	10.40.	4	0,73	10,95	368	228			
ir...	10.40	10.50.	10	2,02	12,12					
						Moy. = 366 tours	Moy. = 225 chx			
générale de l'essai.....			94	17,95	11,46	355,6	202,96	3,250	4,82	»
de la deuxième partie..			65	12,74	11,76	366	225	3,22	4,77	95,56
des quatre derniers parcourus 10′ en ligne droite...			40	8,12	12,18	369,6	249,6	3,22	4,77	»

Nota. — Les puissances en chevaux de la deuxième partie de cet essai n'ont pu être relevées directement à l'indicateur. Elles ont été déduites des puissances relevées à 340 tours, en admettant pour cette dernière allure 180^{chx} de moyenne : en passant de 340 à 360, 370 et même 390 tours, l'erreur commise en admettant la constance de $\frac{N^{3}}{F}$ ne saurait être bien considérable.

22 mars 1900, après-midi. — Essai de durée à l'allure de route de 9 nœuds environ.

Tirant d'eau moyen du navire ..... $1^{m},28$
Surface du maître couple correspondant B^2 ..... $4^{mq},546$
Déplacement correspondant D 57,165

Mesure des observations au loch.	Durée de l'observation.	Espace parcouru en milles.	Vitesse correspondante V.	Nombre de tours des machines N.	Force en chevaux F.	Valeur de m.	Valeur de M.	Valeur de $\frac{N}{\sqrt[3]{F}}$.
De 2.26 à 2.31.	5'	0,79 m	9,48	245	81,2	»	»	»
2.31 2.45.	14	2,16	9,26	270	89,8	»	»	»
2.45 3.05.	20	3,05	9,15	270	90,8	»	»	»
3.05 3.35.	30	4,63	9,26	272	101,3	»	»	»
3.35 3.52.	17	2,67	9,42	262	80,0	»	»	»
3.52 4.05.	13	2,05	9,46	266	82,5	»	»	»
4.05 4.35.	30	4,65	9,30	266	95,3	»	»	»
4.35 5.05.	30	4,77	9,54	258	86,5	»	»	»
Totaux et moy..	159	24,77	9,35	263,6	88,4	»	»	93,80

Nota. — La vitesse paraît erronée et correspondrait à une utilisation invraisemblable. Ce point tombe complètement en dehors des courbes.

De tous ces résultats isolés, nous avons fait tracer les courbes que représente la *Pl. XXX*, afin de redresser les erreurs accidentelles.

La courbe 1 donne les forces en chevaux en fonction des nombres de tours et la courbe 2 les vitesses en fonction des nombres de tours. A part les deux points marqués d'une croix, qui sont très douteux (car ils ont été relevés au premier essai préliminaire, et résultent chacun, non pas d'une moyenne de diagrammes, mais d'un diagramme isolé), tous les autres points sont sur une courbe très régulière, qui rectifie les petites erreurs de relevés. La courbe des vitesses en fonction du nombre de tours est très sensiblement une ligne droite qui passe par l'origine, et qui a pour équation

$$V = 0,033N,$$

c'est-à-dire que l'avance par tour des hélices est constante, et correspond à 1 nœud pour $30^{tours},3$ par minute.

Des courbes tracées, on déduit le Tableau suivant :

Nota. Le bateau est supposé avoir un B^2 de $4^{mq},55$.

Vitesses en nœuds. V.	Nombre de tours. N.	Puissance en chevaux. F.	Coefficient d'utilisation en fonction de B^2. m.	Coefficient d'utilisation en fonction de D. M.	Valeur de $\frac{N}{\sqrt[3]{F}}$.
n	t	ch			
7	212	50	3,15	4,63	91,3
8	242	72	3,19	4,76	92,4
9	273	99	3,22	4,76	93,6
10	303	130	3,26	4,83	95,1
11	333	163	3,29	4,93	96,8
12	364	230	3,25	4,80	94,2
12,20	370	250	3,21	4,73	93,1

Ce Tableau suggère les remarques suivantes :

1° La résistance à la rotation des hélices est aussi approximativement que possible celle que nous avions calculée d'avance; la valeur moyenne de $\frac{N}{\sqrt[3]{F}}$ est de 93,78, différant seulement de 1,12 pour 100 de la valeur 94,85 que nous avions calculée *a priori;* or, nous ne croyons pas qu'on puisse espérer calculer le nombre de tours d'une hélice à plus de 1 pour 100 près, surtout quand il s'agit d'allures atteignant près de 400 tours, comme c'est le cas ici. L'erreur commise en comptant les tours dépasse certainement 1 pour 100. Ce premier résultat est donc considéré par moi comme une très belle vérification des formules au moyen desquelles nous avions calculé les hélices *a priori;*

2° La constance de l'avance par tour d'hélice est remarquable. La formule

$$V \text{ (en nœuds)} = 0,033N$$

correspond à une avance par tour

$$n = 1,019.$$

Le pas des hélices étant de $1^m,408$, le recul relatif est donc de

$$\frac{1,408 - 1,019}{1,408} = 0,276.$$

3° Mais le point sur lequel l'attention ne saurait manquer de se porter, c'est la valeur élevée de l'utilisation. Les chiffres obtenus sont comparables à ceux des torpilleurs Normand les plus fins, et ce résultat a de quoi surprendre, quand on réfléchit qu'il s'agit ici d'une embarcation de 50 tonneaux seulement et 21^m de longueur. Je ne crois pas que l'on puisse ici invoquer la finesse des formes, qui sont, au contraire, courtes et massives, par suite des proportions imposées. Nous n'hésitons pas à attribuer le succès au système des hélices. La supériorité se manifeste surtout si on la compare aux résul-

tats donnés par les bâtiments à hélices sous voûtes, tels que le *Bassac* qui a donné 2,367 d'utilisation, le *Massie*, 2,633, le *Colombert*, le *Trentinian*, 2,500; au reste, le *Bassac*, beaucoup plus grand il est vrai que le *Mékong*, mais qui a fait ses essais avec le même maître couple immergé (4^{mq},60), a exigé 451 chevaux pour faire 11^{n},03, alors que le *Mékong* a fait 12^{n},18 avec 250 chevaux (1).

Au delà de 11^{n},50, l'utilisation du *Mékong* semble d'ailleurs diminuer rapidement, et il nous a paru qu'à partir de 250 chevaux, on ne gagne pour ainsi dire plus rien sur la vitesse; le bateau est bloqué, et pique dans la forte lame qu'il soulève à l'avant, en même temps qu'il s'assied à l'arrière sur un gros bourrelet transversal. On a mesuré le changement d'assiette du navire à 12 nœuds; il a été trouvé de 14^{mm} environ par mètre, c'est-à-dire que le bateau s'incline longitudinalement vers l'arrière d'un angle de 0°50 environ.

Consommation. — Pendant l'essai de 3^{h} du 22 mars, on a mesuré la consommation de charbon, qui a été trouvée de 1^{kg},50 à 1^{kg},60 par cheval et par heure. C'est un chiffre élevé, mais qui s'explique par le fait de l'emploi d'une machine compound seulement, pour des pressions de 12^{kg} à la chaudière. D'ailleurs, un essai de consommation de 3^{h} ne présente jamais une bien grosse garantie d'exactitude. Enfin, le charbon employé était de l'Anzin, mais déjà ancien, et qui, essayé à la chaudière d'essai, ne nous avait pas donné de bien remarquables résultats : 6^{kg},70 seulement de vaporisation par kilogramme de combustible.

Girations. — Un des points auxquels le commandant du navire, en traçant le programme de celui-ci, avait paru attacher le plus d'importance, était la facilité des girations, et le faible diamètre du cercle de giration. Mon attention s'était portée sur ce point, et je m'étais appliqué à donner au navire les dispositions qui me paraissaient les plus propres à réaliser les desiderata formulés, dispositions telles que :

1° Suppression complète du plan mince arrière, et report vers l'avant du centre de dérive. Celui-ci se trouve à 0^{m},340 sur l'avant de la perpendiculaire milieu;

2° Grande surface de gouvernail : l'aire du safran est de 0^{mq},72, représentant 0,035 du plan de dérive; de plus, cette aire est développée surtout à la partie inférieure par un aileron sur l'avant de la mèche, en sorte que la partie du gouvernail qui a la plus grande étendue est précisément celle qui reçoit les filets liquides non déviés par le voisinage de la coque.

---

(1) Pour les personnes auxquelles ce résultat, mesuré au loch à hélice, paraîtrait suspect, nous ferons remarquer que, même en supposant une erreur *invraisemblable, impossible*, de 10 pour 100 sur la vitesse, l'utilisation resterait encore de 2,90, c'est-à-dire énorme comparée à celles du *Bassac*, du *Massie*, etc.

Cette disposition du gouvernail a un autre effet, celui que nous avons cherché surtout à atteindre, à savoir : diminuer la bande que le navire prend dans les girations, bande qui, comme on le sait, est parfois très accentuée pour les canonnières de rivière à faible tirant d'eau et grand gouvernail, chargées dans les hauts; en particulier, il m'a été dit que les canonnières des Messageries fluviales (*Massie, Bassac,* etc.) arrivent à des inclinaisons de 8° à 10° dans les girations à grande allure, avec toute la barre.

L'inclinaison que prend le bateau dans sa rotation est due surtout à l'effet de la force centrifuge, étant donnée l'élévation du centre de gravité général du navire au-dessus de l'eau. On peut admettre en effet que, le navire inclinant sans cesser de rester isocarène à sa flottaison droite, l'inclinaison se produit sensiblement autour de l'axe de symétrie de la flottaison. Si donc, la hauteur du centre de gravité du navire au-dessus de la flottaison est h, la force centrifuge donne naissance à un moment de bande égal à

$$\frac{P}{g}\frac{v^2}{r}h,$$

v étant la vitesse du navire dans sa giration et r le rayon du cercle d'évolution. Ce moment tend à incliner le navire vers l'extérieur de son cercle.

D'autre part, si η est la distance du centre de figure du gouvernail au-dessous de la flottaison et γ l'angle de barre, la pression sur le gouvernail a un moment égal sensiblement à

$$80^{kg} S v^2 \sin\gamma \times \eta$$

en sens inverse du premier. Le moment résultant de ces deux forces est

$$\left(\frac{P}{g}\frac{h}{r} - 80^{kg} S \eta \sin\gamma\right) v^2,$$

et donne l'inclinaison déterminée par

$$\left(\frac{P}{g}\frac{h}{r} - 80^{kg} S \eta \sin\gamma\right) v^2 = P(\rho - a)\sin\theta.$$

On voit qu'en augmentant η on tend à annuler l'effet de la force centrifuge.

Dans le cas du *Mékong,* l'on a

$$P = 57000^{kg}, \quad h = 0^m,30, \quad r = 20^m \text{ environ}, \quad S = 0^{mq},88, \quad \sin\gamma = 0,57,$$
$$\eta = 0,60, \quad \rho - a = 0,55,$$

d'où, pour $v = 5^n$ (ou 10 nœuds de vitesse sur le cercle à grande allure),

$$\sin\theta = 0,054,$$

ce qui est le chiffre trouvé par expérience et correspondant à $3^\circ\frac{1}{4}$ environ.

Stabilité. — Pour achever de renseigner sur le petit bateau en question, disons deux mots de sa stabilité.

Son $\rho - a$ est de $0^m,55$. Le Tableau ci-dessous résume les résultats relatifs à la stabilité.

TABLEAU DES BRAS DE LEVIER.

	Déplacement : 50kg.		Déplacement : 70kg.	
	pont rasé.	avec pavois.	pont rasé.	avec pavois.
10°	0,080	0,089	0,089	0,089
20°	0,169	0,169	0,178	0,178
30°	0,221	0,226	0,255	0,257
40°	0,241	0,262	0,303	0,362
50°	0,201	0,270	0,292	0,202
60°	0,100	0,100	0,240	0,240
70°			0,135	0,135
Angle de chavirement	68°,4	68°,4	76°,2	76°,2

PROTECTION DES CARÈNES DE NAVIRES

CONTRE

L'ATTAQUE DES TORPILLES AUTOMOBILES ET L'ACTION DE L'ÉPERON,

ET

CHANGEMENT POSSIBLE DES FORMES ET DES PROPORTIONS DES NAVIRES DE GUERRE

POUR ASSURER CETTE PROTECTION;

PAR M. E.-E. GOULAIEFF,
Ingénieur des Constructions Navales de la Marine Impériale Russe.

A la suite de la lettre du 20 février 1899, reçue de notre bien estimable et illustre Président du Congrès actuel, M. de Bussy, par laquelle j'ai eu l'honneur d'être invité à participer aux travaux du Congrès international d'Architecture et de Construction Navales, je prends la liberté de présenter au Congrès quelques idées spéciales sur le mode de construction des navires de guerre, en vue de leur assurer une protection contre les attaques des torpilles et l'action de l'éperon, plus efficace que celle que donne le mode de construction actuel. Il y a longtemps déjà que j'ai caressé ces idées : la perte de la *Victoria* en temps de paix, et pendant un calme absolu, ne fit que m'y confirmer, et lorsque j'ai vu que le programme du Congrès comprenait des questions qui répondent à mes préoccupations, j'ai résolu de les soumettre à son jugement, et de vous prier, Messieurs, de vouloir bien accorder toute votre bienveillante attention au sujet de ma Communication, que je tâcherai de faire sous la forme la plus courte possible.

Il est bien connu de tous les membres du Congrès que la marche du développement de la construction des navires cuirassés se divise en deux époques principales : la première pendant laquelle, en tenant compte des résultats de la guerre civile Américaine, on tâchait de construire des navires avec des œuvres mortes basses, c'est-à-dire avec les formes d'un monitor; la seconde, plus rapprochée de nos jours, pendant laquelle, pour pouvoir donner aux pièces d'artillerie la plus grande élévation possible au-dessus de la flottaison,

et en même temps pour rendre les navires plus habitables et confortables au point de vue du logement de leur équipage, on a fini par construire les cuirassés modernes, dont les œuvres mortes s'élèvent considérablement au-dessus de la flottaison : il en résulte que les navires actuels ont bien leurs pièces d'artillerie placées à une hauteur convenable, et que les logements de l'équipage y sont très confortables; mais, malgré tous ces avantages, il faut reconnaître que, quelle que soit la nation à laquelle ces navires appartiennent, ils ont tous plus ou moins les défauts communs suivants :

1. L'invulnérabilité des navires n'est pas assurée soit contre les effets produits par les torpilles automobiles, soit contre ceux d'un coup d'éperon, dont la conséquence est bien connue, si l'on se reporte à ce qui eut lieu pour le cuirassé anglais *Victoria* en temps de paix, et dans les circonstances les plus ordinaires. Il paraît qu'un seul coup d'éperon ou l'explosion d'une seule torpille suffit pour faire couler et chavirer en même temps un navire moderne, dans des circonstances pareilles à celles de la *Victoria*. Le cuirassé russe *Gangout*, avant de couler, s'est aussi considérablement incliné, car il a été trouvé au fond de la mer couché sur un de ses flancs. Il est bien connu, depuis les recherches sur les causes de la catastrophe de la *Victoria*, que la tendance des navires à chavirer est provoquée par les grands changements dans les tirants d'eau (ce qui était tout à fait imprévu autrefois), et par la grande inclinaison que prend le navire, dès que l'eau a envahi plusieurs de ses compartiments, en y pénétrant par les brèches du bord endommagé; à ce moment, la stabilité transversale, ou même longitudinale, se réduit à un minimum, ou devient nulle.

2. Quelques cuirassés modernes roulent d'une manière excessive, lorsqu'il existe une certaine concordance entre leurs périodes d'oscillation et celle des vagues. Cette concordance a été observée et démontrée à plusieurs reprises par tout le monde. Ce défaut, jusqu'à présent, n'a été plus ou moins corrigé que par l'addition palliative de quilles latérales, ou *bilge-keels*, d'une hauteur limitée par les formes et par les dimensions des docks existants.

3. Est-il nécessaire de rappeler aussi que la stabilité d'un grand nombre de navires est sérieusement compromise par leurs superstructures très élevées, à tel point que ces navires sont susceptibles de prendre de la bande, tant sous l'action du gouvernail, que par un changement dans la position des pièces de gros calibre.

4. Avec l'introduction de l'artillerie à tir rapide, l'établissement des soutes à munitions, immédiatement à l'aplomb des pièces, dans la partie centrale des navires, est devenue absolument nécessaire, tandis que ces emplacements précieux sont occupés dans les cales des navires par des soutes à charbon ou à pétrole. Il en résulte la nécessité de placer les munitions, soit trop près des soutes à charbon ou de celles à pétrole, soit au voisinage de cloisons très échauffées. L'origine de cette difficulté est le manque de largeur dans les navires de formes ordinaires.

L'installation des soutes en question conduit, à bord de certains navires, à sacrifier les coursives en abord, et à placer les soutes à munitions en contact direct avec les flancs du navire, bien que ces derniers ne soient formés que d'une mince et unique épaisseur de bordé. Quant aux croiseurs rapides, dont les chaudières et machines sont très encombrantes, nous y rencontrons les mêmes difficultés, la place dans le sens de la largeur des navires étant insuffisante pour pouvoir installer les soutes à munitions à l'aplomb des pièces à desservir : il y a bien des cas où l'on est obligé, malgré la suppression même des cloisons longitudinales, de placer les machines et chaudières à toucher le bordé extérieur. Cette difficulté deviendra de plus en plus grande, au fur et à mesure que la puissance des appareils moteurs croîtra, jusqu'à ce que nous arrivions à la limite de la vitesse réalisable pour les navires de dimensions et de forme ordinaires.

5. Faut-il ajouter que c'est en partie le manque de place à l'intérieur du navire, autant que le manque de déplacement, qui a obligé les constructeurs à augmenter le déplacement et le tirant d'eau des cuirassés à tel point ($8^m,38$) qu'ils ont de la difficulté à traverser en pleine charge le canal de Suez?

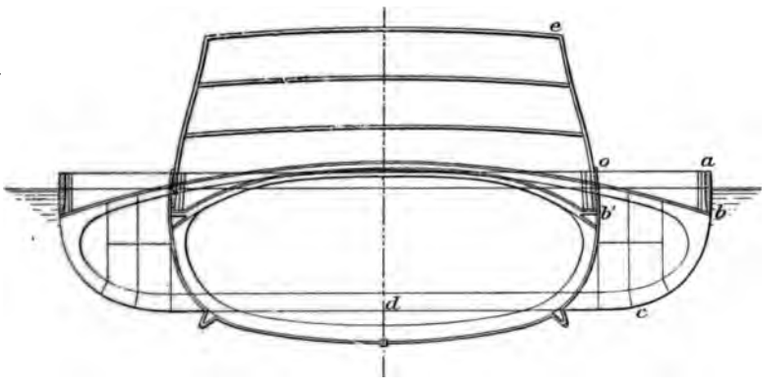
Enfin il faut signaler que :

6. Les filets de protection contre les torpilles, connus sous le nom de filets *Bullivant*, sont très difficiles à installer : une fois établis, ils sont très encombrants, et réduisent la vitesse et la mobilité du navire : on ne peut guère s'en servir avec quelques chances de succès que pour la protection du navire au mouillage.

Toutes ces difficultés et tous ces défauts, inhérents aux types des navires modernes, peuvent être évités par un autre système de construction que voici :

Prenons un quelconque des cuirassés modernes, dont la *fig.* 1 représente la

Fig. 1.



section maîtresse, changeons ses formes en ajoutant de chaque bord l'*appendice latéral* suivant : mettons l'extérieur de la ceinture cuirassée *ob'* de 5^m à

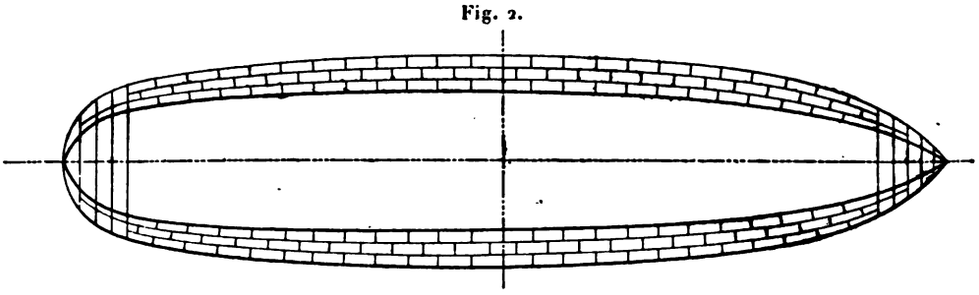
6m en dehors dans la position *ab*; cette nouvelle position de la cuirasse fixera la limite de l'élargissement local de notre navire; en prenant la ligne *ab* comme point de départ, nous pouvons dessiner la partie basse du nouveau maître-couple *oabcd*, sans modifier sa partie haute, limitée par la ligne *oe*, de sorte que le nouveau tracé du maître-couple suivra le contour *eoabcd*.

La distance *oa* est prise de 5m à 6m environ, pour avoir assez de place à l'intérieur de l'appendice pour pouvoir y installer au moins deux cloisons longitudinales, qui nous permettront d'établir au moins deux rangées de compartiments cellulaires, disposés en abord, et presque sur toute la longueur du navire.

La largeur de ces appendices diminue graduellement vers les extrémités du navire, et devient nulle, soit aux points où sont placées les traverses cuirassées de l'avant et de l'arrière, soit à l'étambot et à l'étrave, ainsi qu'il est indiqué sur la *fig.* 2.

Il suit de cette description sommaire que les appendices latéraux proposés

Fig. 2.



ressemblent par leur nature à ceux que l'on ajoute déjà à l'avant et à l'arrière pour l'affinement des extrémités, dans le but de réduire la résistance de l'eau; tandis que les appendices latéraux que nous proposons ont surtout pour but de garantir le navire de la submersion, en lui donnant une protection interne efficace contre les torpilles et l'éperon. A cet effet, on pourra protéger ces appendices de la même façon qu'on l'a fait jusqu'à présent pour les extrémités des navires modernes, c'est-à-dire par des ponts cuirassés simples ou doubles. En tenant compte du déplacement des appendices en question, le poids additionnel sera relativement insignifiant.

Les doubles ou triples rangées de compartiments cellulaires étanches (sans aucune porte au-dessous de la flottaison), établis sur une partie considérable de la longueur du navire, surtout dans sa partie centrale, ressembleront aux petites cellules du double fond, et protégeront complètement le navire contre l'explosion de plusieurs torpilles, ou contre plusieurs coups d'éperon, rendant de cette manière le navire complètement invulnérable. Il faut ajouter en outre que ces rangées de compartiments cellulaires protégeront aussi à un certain degré, mieux qu'à présent, les machines et les chaudières

du navire contre les projectiles, en reportant ces appareils et les autres parties vitales à une distance considérable des flancs du navire. Quelques-uns de ces compartiments peuvent être utilisés comme soutes, pour toute espèce d'approvisionnements, tels que charbon, combustible liquide, etc.; il reste ainsi plus de place à l'intérieur du navire dans la partie centrale pour l'établissement des soutes à munitions, et en même temps ces dernières se trouveront plus éloignées du bordé extérieur et seront mieux protégées.

Quant aux avantages de la forme proposée, comparée à la forme ordinaire, on peut dire qu'elle réunit tous les avantages d'un navire à haut bord à ceux d'un navire à bord bas.

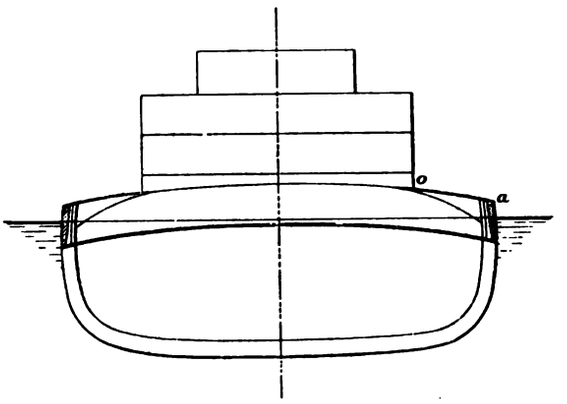
La hauteur des œuvres mortes *eo* (*fig.* 1), qui s'élèvent au milieu du navire, assure un grand commandement à ses pièces d'artillerie, et en même temps améliore l'habitabilité et le confort du logement de l'équipage; tandis que l'angle *a* de la plage *ao*, et la forme de la carène assurent une *keel-résistance*, correspondant à celle du pont d'un monitor, dont les bords très bas diminuent les roulis en haute mer. A présent, on ne saurait douter du puissant effet de cet angle du pont *a* et de la plage *ao* situés si bas : ils servent d'une part comme moyen de réduction du roulis, et de l'autre comme garantie de la stabilité de plate-forme; on n'a qu'à se souvenir de la traversée transatlantique du monitor américain le *Miantonomah* en 1868, et de plusieurs traversées superbes de navires à bords très bas. Maintenant, ce ne sont plus des spéculations et des théories seulement, mais des résultats constatés dans une expérience directe.

Il n'y a point de contradiction dans ce fait que ces navires, si larges, grâce aux appendices proposés, ayant une grande stabilité initiale, n'auront pas en même temps des roulis excessifs, comme c'est le cas de navires étroits de la forme ordinaire, dont le rapport de la largeur au tirant d'eau est de 2,6 à 3; car si l'on augmente la largeur du navire au delà de ces limites, les qualités nautiques du navire changent, ce qui a été prouvé par l'expérience faite en haute mer sur les cuirassés circulaires et le yacht large *Livadia*, dont le rapport de la largeur au tirant d'eau est de 8 à 10; ces navires ne roulent presque pas, et présentent une très grande stabilité de plate-forme. L'explication peut en être trouvée dans le fait, que ces navires couvrent toute une série de petites lames, et alors ne roulent point du tout; sur les grandes lames ils n'ont point de roulis relatif, grâce à la grande résistance présentée par leur largeur, et alors les roulis absolus n'excèdent pas l'inclinaison des lames.

Après avoir écrit ces lignes, j'ai trouvé dans le journal l'*Engineer* du 8 septembre 1899 une description et des dessins du cuirassé français de deuxième classe *Henri IV*, en construction au port de Cherbourg, sur les plans de notre estimé et célèbre collègue, M. Bertin. La coupe au maître de ce navire ressemble tellement à celle que je viens de proposer, que j'ai cru qu'il serait

fort intéressant et à propos de reproduire les dessins de l'*Engineer* (*fig.* 3 et 4). En les comparant aux *fig.* 1 et 2, on peut voir qu'elles ne diffèrent que

Fig. 3.



par une extension un peu plus prolongée de la plage *oa*, qui est de 5^{m} à 6^{m} sur mes plans, tandis que celle du *Henri IV* est de 4^{m}, et par une plus grande diminution du tirant d'eau par rapport à la largeur totale du navire, le tirant d'eau absolu mesurant peut-être 1^{m} de moins que celui du *Henri IV*.

Le même numéro de l'*Engineer* a publié, tout en commentant les formes et proportions nouvelles du *Henri IV*, le Tableau ci-dessous, dont l'analyse est bien intéressante :

TABLEAU I.

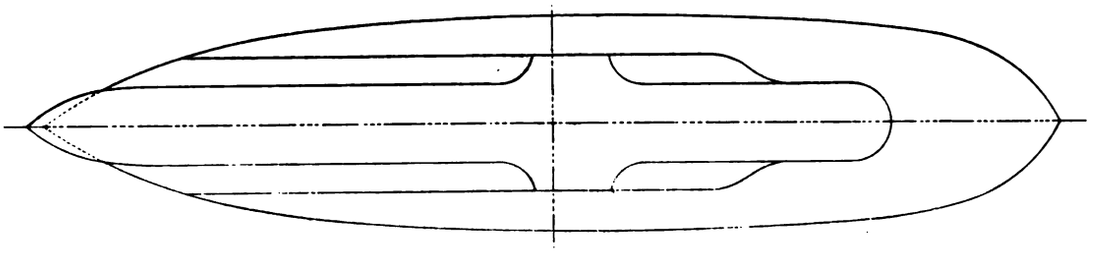
	Henri IV.	*Inflexible.*	*Amiral Popoff.*	*Bouvines.*	*Charlemagne.*
Date.....	1899.	1876.	1875,	1891.	1895.
Déplacement en tonnes.	9000	11880	3550	6610	11260
Longueur en mètres...	108	97,5	37,4	89	116
Largeur en mètres.....	22,2	22,5	37,4	18	20,4
Rapport de la longueur à la largeur.....	4,8	4,3	1	5	5,7

Pour que ce Tableau soit plus exact, il doit subir une correction dans sa troisième colonne, en remplaçant les caractéristiques de l'ancienne batterie garde-côtes circulaire *Amiral Popoff* par celles d'un yacht large plus moderne (1880), ayant presque le même déplacement, 3950 tonnes d'après les plans, mais dont la longueur est de 70^{m}, la largeur de 46^{m},6 et le tirant d'eau de 2^{m} environ, sans compter l'appendice destiné à protéger ses trois hélices, et qui porte le tirant d'eau à 4^{m},87. Ainsi le rapport de la longueur à la largeur est sur ce yacht celui de 1,5 à 1.

La forme spéciale et la petitesse du tirant d'eau extraordinaire de ce yacht sont bien visibles sur la photographie ci-jointe (*Pl. XXXI*).

On voit bien que notre navire, représenté par les *fig.* 1 et 2, appartient essentiellement à cette série de navires, dont les proportions sont comprises entre $\frac{4,3}{1}$, du *Henri IV* et $\frac{1,5}{1}$, de ce yacht, car en ajoutant de chaque bord d'un cuirassé moderne (ayant déjà une largeur de 22^{m} environ) nos appendices de 5^{m} à 6^{m} de large, comme nous l'avons dit, nous arrivons à un navire dont la largeur totale est au moins de 33^{m} environ; quant à la longueur, au tirant d'eau et au déplacement du navire proposé, ces derniers seront déduits de la largeur, dans un rapport résultant de la destination spéciale du navire, et répondant à toutes les conditions à remplir.

Fig 4.



Comme nous l'avons déjà mentionné ci-dessus, ce genre de navires sera exempt des défauts énumérés au commencement de cette Communication : les compartiments cellulaires en abord, dont nous avons parlé plus haut, rendront le navire invulnérable aux attaques des torpilles automobiles et de l'éperon, et le préserveront d'une terrible catastrophe, telle que celle de la *Victoria;* d'autre part, la réduction de longueur compatible avec l'augmentation de largeur rendra le navire plus maniable.

Mais comme toute médaille a un revers, il faut, pour être impartial, prévenir deux objections qu'on peut faire, et qu'on a déjà faites contre ce genre de navires, savoir :

1° La réduction supposée de vitesse;

2° La difficulté supposée de la visite et de la peinture de la carène, résultant du défaut de largeur des bassins existants.

La première objection avait peut-être sa raison d'être il y a trente ans, lorsqu'on ne possédait pas encore les expériences faites sur un yacht large, dont la proportion des dimensions horizontales est de 1,5 à 1; ce yacht réalisa la vitesse maximum de 17 nœuds, qui n'était obtenue à cette époque (1880) que par un très petit nombre de navires à vapeur, même de formes ordinaires ([1]).

Il y a trente ans, on pouvait faire une objection relative à la vitesse, mais

([1]) Aux essais de ce yacht à *Glascow*, avec un déplacement de 4400 tonnes, la vitesse *moyenne* était de 15^{n},725 avec une puissance de 12354 chevaux indiqués.

aujourd'hui cette objection ne subsiste plus ; car en considérant le yacht large *Livadia* de 3950^{tx}, 70^{m} × 46^{m},6, comme le modèle d'un cuirassé moderne de première classe, d'un déplacement de 14000^{tx} environ, nous sommes en état de dire, en nous servant de l'*échelle de comparaison de M. W. Froude*, qu'à la vitesse de 17 nœuds obtenue aux essais de ce yacht correspond pour le cuirassé une vitesse de 21 nœuds. Il ne faut pas non plus oublier, en discutant cette question, tous les progrès auxquels nous sommes arrivés à la fin de ce siècle, dans la construction des appareils moteurs, réduction de poids et augmentation de puissance, grâce aux inventions de MM. *Belleville* et *Parsons*, ces deux inventions que mon très estimé ex-professeur à *Kensington*, Sir *William White*, l'illustre Directeur des Constructions Navales de la Marine Anglaise, recommandait si bien dans sa brillante adresse, lue récemment devant l'Association Britannique pour l'avancement des Sciences. On ne saurait non plus fermer les yeux sur le grand progrès dont nous sommes témoins aujourd'hui, et qui résulte de l'introduction dans la construction navale de métaux plus parfaits qu'auparavant. Ainsi, considérant tous les puissants moyens dont on dispose aujourd'hui, on ne peut plus douter de la possibilité d'obtenir de nos jours les vitesses voulues, en choisissant les formes et les proportions de carène les plus avantageuses, même dans la série des rapports de la longueur à la largeur compris entre $\frac{1,5}{1}$ et $\frac{4,3}{1}$.

Avant d'abandonner la question de la propulsion des navires de ce genre, il est indispensable d'ajouter que la réduction considérable du tirant d'eau ne doit pas nuire à la disposition des machines dans la cale, car on peut espérer que de nos jours tout le monde comprendra les grands avantages des machines rotatives, et ne tardera pas à les substituer aux machines à vapeur actuelles. Ces machines ou turbines à vapeur, peu encombrantes, ne demandent pas beaucoup de place, et seront bien protégées, même dans les navires de tirant d'eau modéré.

Rappelons en passant que le yacht que nous avons si souvent mentionné, fut le premier navire muni de trois hélices. La photogravure (*Pl. XXII*) représente l'application de ces trois hélices, lesquelles travaillent très bas, en contre-bas du fond du yacht, et doivent être très efficaces. L'emploi des hélices multiples fut appelé par Sir *William White*, dans l'adresse citée plus haut, un des grands résultats de l'expérience moderne dans la propulsion des bateaux à vapeur, et en même temps un des moyens d'accroissement de la vitesse de ces bateaux.

Abordons maintenant le second point, qui peut provoquer des préventions contre ces navires larges, savoir l'insuffisance des bassins. Il faut se rappeler qu'en réalité cette difficulté n'existe pas, car nous avons l'expérience complète du dock flottant de *Sébastopol*, qui n'a qu'une seule muraille latérale, et sur lequel on peut soulever les navires de n'importe quelle largeur.

Pour la visite de la carène de ces navires, en cours de navigation lointaine, et dans les ports étrangers, on pourrait construire un caisson ou suçon, semblable à celui dont on a fait usage au *Ferrol* pour la visite et l'aveuglement de la voie d'eau reçue par le yacht *Livadia*, dans le golfe de Gascogne, par une tempête de l'automne de 1880, lors de sa traversée d'Angleterre à la mer Noire. On pourrait améliorer ce modèle de suçon, et le disposer de manière à le rendre transportable par le navire lui-même, si cela était reconnu nécessaire.

Au sujet de ces suçons, on peut aussi citer le cas récent du brise-glace *Ermack*, qui, s'étant fait des voies d'eau considérables en brisant la glace polaire près du *Spitzberg*, et ne pouvant pas trouver de bassin assez large, construisit un suçon de cette espèce, très perfectionné, au moyen duquel on put non seulement boucher toutes ses voies d'eau, mais même consolider sa partie avant, qui était endommagée.

Il est nécessaire de remarquer ici que la voie d'eau du *Livadia* est une preuve non de défauts, mais de bonnes qualités, car la voie d'eau qui produisit l'envahissement de deux compartiments cellulaires de l'avant ne fut reconnue ni par les passagers, ni par l'équipage (j'ai eu l'honneur d'être moi-même à bord en qualité d'aide de camp de feu Son Altesse Impériale le grand-duc Constantin, Grand-Amiral, qui se trouvait aussi à bord), jusqu'à ce que nous fûmes arrivés au port du *Ferrol;* la grande stabilité du yacht ne lui permit pas de prendre une bande appréciable, et ses qualités nautiques restèrent tout à fait les mêmes, c'est-à-dire que les roulis ne dépassaient pas 1° à 1°,5, malgré les fortes secousses provenant des lames et du vent. Ayant constaté par moi-même les excellentes qualités nautiques de ce yacht, je me suis décidé à proposer la protection par des appendices cellulaires contre les torpilles et l'éperon, protection adoptée sur ce navire. Au *Ferrol* les réparations furent faites d'une manière provisoire; après son arrivée à *Sébastopol*, le yacht *Livadia* fut mis sur le dock flottant, et réparé définitivement. On peut attribuer cette voie d'eau dans la partie avant du yacht au choc des vagues, car son tirant d'eau n'était que de 2^{m} environ. On voit bien que pareil accident ne peut arriver à un cuirassé de mêmes formes, et de mêmes proportions horizontales, dont le tirant d'eau serait de 6^{m} environ, ce qui est bien prouvé par une longue expérience nautique. Des symptômes semblables de faiblesse de la coque ont été observés quelquefois même dans le cas des grands bateaux à vapeur transatlantiques, comme par exemple dans le cas des *Saint-Paul* et *Saint-Louis* de l'American Line.

En tout cas, cet accident nous démontre qu'un cuirassé, s'il eût été à la place du yacht, et eût eu les mêmes voies d'eau, aurait pu conserver sa stabilité, et rester en état, soit de continuer le combat, soit de remplir toute autre mission, sans prendre de bande, malgré la présence de l'eau dans quelques-uns des petits compartiments cellulaires disposés en abord.

Il y eut aussi un cas d'explosion de torpille dans le flanc d'une batterie cir-

culaire garde-côtes à *Nicolaïeff*, mais cette explosion ne produisit pas d'effet sérieux, grâce au compartimentage cellulaire en abord de ces garde-côtes.

J'espère que tous ces faits ne tarderont pas à réduire à néant la défiance et les critiques auxquelles furent jadis exposés les navires de ce genre, tandis que leur supériorité résultant de leur invulnérabilité vis-à-vis des torpilles et de l'éperon restera hors de doute.

Après toutes ces considérations, j'ai cru qu'il serait peut-être intéressant d'esquisser les plans des cuirassés de première et de deuxième classe, indiqués *fig.* 1 et 2; ces cuirassés sont invulnérables contre les torpilles et l'éperon; leurs dimensions sont données dans le Tableau II, en regard de celles du dernier cuirassé français le *Henri IV*, dû au génie de M. Bertin :

TABLEAU II.

		Projets de cuirassés de 1re et 2e classe, avec protection interne contre la torpille et l'éperon.	
	Henri IV.	1re classe.	2e classe.
Longueur en mètres	108	136,6	120,35
Largeur en mètres	22,2	33,1	29
Tirant d'eau	7	6,1	5,8
Déplacement en tonneaux	9000	14823	9000
Puissance indiquée des machines	12000	19300	11700
Vitesse en nœuds	17	18 (1)	17,8 (1)
Rapport de la longueur à la largeur	4,8	4,12	4,15
Rapport de la largeur au tirant d'eau	3,17	5,43	5
Rapport de la puissance des machines au déplacement	1,33	1,31	1,3

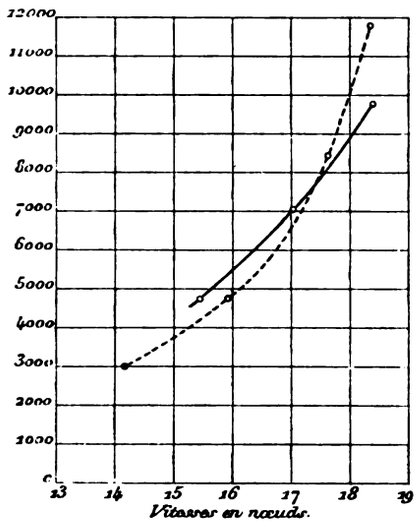
Quant à ce qui concerne l'armement et la protection de ces navires contre le feu de l'artillerie, ils ne le cèdent au moins en rien aux cuirassés de première et de deuxième classe de formes et de proportions ordinaires, ayant le même déplacement; mais les cuirassés projetés par nous possèdent, en outre, une qualité précieuse, c'est l'invulnérabilité contre l'explosion de plusieurs torpilles et plusieurs coups d'éperon : cette qualité garantit ces navires contre de terribles catastrophes, telles que celle de la *Victoria*, qui entraîna la perte de tout son brave équipage. Quant à la consommation de combustible, la dernière ligne du Tableau II indique que dans les grands navires de proportions susmentionnées le rapport de la puissance des machines au déplacement n'est pas plus grand que celui des navires du type *Henri IV* pour la même vitesse.

(1) Ces vitesses sont calculées d'après la formule de M. Afonasieff, exposée dans ma Communication lue devant l'Institution des *Naval Architects*, à Londres, et publiée dans ses Comptes rendus de 1893.

Jusqu'ici je n'ai parlé que des opinions pour ou contre, émises jusqu'à ces derniers jours, relatives à la nécessité supposée de munir les navires larges de machines très puissantes. Mais, après que mon Mémoire était terminé et même imprimé, désireux d'éclaircir d'une manière plus complète et définitive la question litigieuse de la puissance motrice nécessaire tant aux petites vitesses d'autrefois qu'aux grandes vitesses actuelles, et de présenter au Congrès les faits les plus récents, j'ai prié le chef du bassin d'essai de Saint-Pétersbourg de faire construire sur mes plans le modèle en paraffine d'un cuirassé de première classe des dimensions indiquées au tableau II ($136^m,6 \times 33^m,1$; déplacement vérifié d'après le modèle, 14222 tonnes), et de comparer les résultats obtenus avec ces formes à ceux que donnent celles d'un cuirassé ordinaire, de même déplacement, mais de formes plns allongées et plus creuses.

Ces essais ont eu lieu au moment même où j'ai quitté la Russie pour me rendre au Congrès : la *fig.* 5 indique la relation qui lie, pour ces navires, les

Fig. 5.



puissances en chevaux effectifs aux vitesses. Le trait plein correspond à notre navire large de 14222 tonnes, dont le rapport de la longueur à la largeur est 4,12 : 1, et le trait pointillé correspond au cuirassé russe moderne *Retvizan,* actuellement en construction chez MM. Cramp, à Philadelphie, ramené au même déplacement, dont le rapport de la longueur à la largeur est le rapport ordinaire 5,4 : 1.

Ce diagramme montre que pour les vitesses modérées, jusqu'à $17^n,3$, où les deux courbes se coupent, le navire de forme large proposée nécessite plus de puissance motrice que le navire ordinaire de forme longue; mais, dès qu'on dépasse cette limite, la forme large de notre navire, grâce à l'ab-

sence des vagues qui accompagnent aux grandes vitesses les navires ordinaires de forme allongée, devient de beaucoup la plus favorable : à 18 nœuds, par exemple, elle nécessite 2000 chevaux indiqués de moins que les formes du *Retvizan*.

A mesure que la vitesse augmente, on voit, par la direction presque asymptotique du trait pointillé (cuirassé étroit), et la forme plate du trait plein (navire large), que l'économie de puissance croît de plus en plus, et peut presque atteindre 4000 à 5000 chevaux, aux vitesses de 20 nœuds et au-dessus.

On peut considérer, j'espère, ces résultats comme une découverte aussi importante qu'inattendue, à laquelle mon initiative a contribué, mais dont l'honneur revient à notre bassin d'essai de Saint-Pétersbourg, si habilement dirigé par mon ami le capitaine Kriloff, connu par sa théorie du roulis et plusieurs autres importants travaux, en outre professeur de l'Académie Navale de l'Empereur Nicolas.

Grâce à la grande économie de force motrice et, par suite de combustible qu'elles réalisent aux grandes vitesses, ces formes sont tout particulièrement indiquées non seulement pour les navires de guerre, mais encore peut-être pour les grands paquebots transatlantiques, qui sont obligés de soutenir une grande vitesse pendant toute leur traversée, et dans lesquels une grande capacité utilisable pour les marchandises et les passagers, une sécurité complète et l'absence de roulis, but atteint par les formes larges, sont des avantages commerciaux de premier ordre.

Le prix de revient sera en même temps très sensiblement abaissé ; car, en admettant que le prix du cheval indiqué soit 443 francs, une réduction de 4500 chevaux, rendue possible par l'adoption des formes larges, conduit à une économie de près de 2000000^{fr} par navire. Sur une flotte de 10 navires, une compagnie de navigation qui voudrait exploiter cette découverte réaliserait une économie de près de 20 millions, dès les premiers jours de son exploitation, sans préjudice d'ailleurs de l'économie de combustible sur chaque traversée. Ce point de vue pratique de la question conduira, je l'espère, à une étude approfondie du système de formes larges que je propose, en vue de son application aux navires de commerce, rendus ainsi plus rapides, plus sûrs et plus économiques.

On peut donc conclure que les objections faites jusqu'ici, et fondées sur la résistance plus grande des navires larges, ne provenaient que de l'ignorance où l'on était de la réalité des faits, et de l'absence jusqu'ici d'expériences faites à des vitesses suffisamment grandes.

On comprend d'ailleurs fort bien que la puissance nécessaire aux vitesses modérées de 16 à 17 nœuds soit relativement plus grande, car à ces vitesses, comme on le sait, la majeure partie de la résistance à vaincre est la résistance de frottement (friction-résistance), laquelle est proportionnelle à la surface de la carène ; notre navire large est peut-être à ce moment dans des conditions moins favorables. Mais, aux vitesses plus élevées, la résistance des

vagues devenant prédominante, le phénomène change et donne une supériorité remarquable aux formes larges. Ainsi pour les vitesses modérées, et jusqu'à 17 nœuds, l'avantage de l'économie de propulsion appartient aux formes longues et creuses; aux vitesses plus élevées, il convient de modifier les formes, d'accroître la largeur et de réduire le tirant d'eau, ainsi que nous le proposons, nous fondant sur les résultats indiqués par le trait plein de la *fig.* 5.

Le peu de hauteur des ondes soulevées par le modèle de notre navire large aux vitesses de 18 nœuds et au delà est bien visible sur la *fig.* 6; la

Fig. 6.

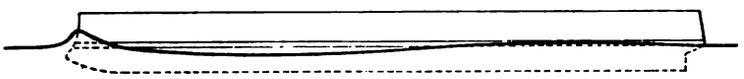
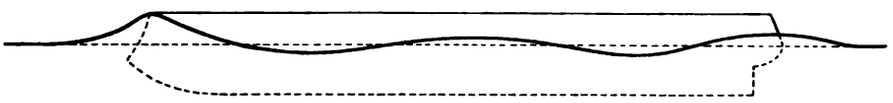


fig. 7 permet de leur comparer les ondes plns grandes soulevées à la même vitesse de 18 nœuds par le cuirassé plus étroit *Retvizan*. Ces deux tracés ont

Fig. 7.



été faits d'après des photographies faites au bassin d'essai de Saint-Pétersbourg.

Nous croyons que ces intéressants diagrammes, principalement celui de la *fig.* 5, qui présente la solution complète du problème de la propulsion de ces navires de proportions nouvelles, feront disparaître tous les doutes sur ce sujet, et éclaireront en même temps la question de la propulsion des navires de toutes formes.

On voit, en un mot, que les chiffres donnés dans le tableau II pour le cuirassé de première classe, et obtenus par une formule approximative, n'ont rien d'exagéré; bien que trop modestes et plus que prudents, ils assurent une diminution d'environ 1700 chevaux indiqués à 18 nœuds, ce qui correspond à un allègement des machines de 240 tonnes, rendues disponibles pour un usage quelconque, et réalise un économie de combustible très considérable.

Résumé et conclusions.

De tout ce qui a été dit je tire les trois conclusions suivantes :

1. La pratique des constructions navales est maintenant si avancée, qu'il n'y a pas de difficulté à rendre les cuirassés modernes tout à fait invulnérables contre les attaques des torpilles et les coups d'éperon, si l'on applique le système de protection interne par la construction des murailles cellu-

laires, décrit dans cette Communication, et représenté *fig.* 1 et 2. L'application de cette méthode ne tardera pas à diminuer les chances de retour de désastres pareils à celui de la *Victoria* et plusieurs autres analogues.

2. Les changements proposés dans la forme et les proportions des navires de guerre, qui leur assureront une protection contre les torpilles et l'éperon, les rendront en même temps moins sensibles au roulis, augmenteront leur stabilité, et les rendront plus maniables : ces changements n'empêcheront pas de construire des navires modernes à plus grande vitesse, pas plus que de faire la visite et la peinture de la carène à l'aide de docks flottants ou de suçons.

3. Le système ci-dessus décrit et proposé mérite d'être étudié de plus près, en l'appliquant à la protection des navires de guerre modernes, pour les rendre plus puissants qu'aujourd'hui, ainsi qu'aux bateaux à vapeur de commerce.

Abandonnons la routine des formes et des proportions ordinaires, et suivons le progrès, lequel est représenté par les formes et les proportions ci-dessus proposées.

MÉMOIRE

SUR UN

TYPE NOUVEAU DE NAVIRE SANS TANGAGE ET SANS ROULIS,

INCHAVIRABLE ET INSUBMERSIBLE APRÈS ABORDAGE;

PAR M. TURC,
Lieutenant de Vaisseau.

L'idée essentielle développée dans ce Mémoire a été exposée, au Congrès de Boulogne de l'Association française pour l'avancement des Sciences, où M. Dislère a bien voulu l'accueillir favorablement.

L'objet du présent Mémoire est d'exposer les caractéristiques d'une forme nouvelle de carène, ayant pour but de supprimer d'une façon pratiquement absolue le tangage et le roulis, de manière que le pont du navire reste toujours horizontal.

Quand on pense à la facilité avec laquelle la grosse mer ballotte les plus puissants paquebots, ce but de supprimer le tangage et le roulis paraît bien ambitieux et presque irréalisable. Aussi, marin de métier, ai-je d'abord examiné mon idée de forme de carène avec le sentiment que je me leurrais, jusqu'au jour où un examen plus approfondi m'a convaincu que la forme de carène, dont je vais exposer les caractéristiques, résout d'une façon pratique le problème du bateau sans tangage et sans roulis.

Voici l'idée qui m'a guidé.

La pratique de la navigation a montré qu'un navire, dans un état déterminé de chargement, a une période de roulis qui varie très peu et avec l'amplitude du roulis, et avec l'état de la mer.

Cette durée du roulis est donc une caractéristique du navire pour chaque état de chargement.

La pratique de la navigation a aussi montré qu'un navire a une période de tangage, qui varie très peu et avec l'amplitude du tangage, et avec l'état de la mer.

D'un autre côté, les houles qu'on rencontre en haute mer sont de périodes très variables, mais la période dépasse très rarement dix secondes dans les

petites mers comme la Méditerranée, et quinze secondes dans les grandes étendues d'eau comme l'océan Atlantique.

Or, il est un fait que la théorie a fait prévoir, et que la pratique a constamment vérifié.

C'est que :

Un navire, dont la période de roulis est sensiblement plus longue que la période de la houle, ne roule pas, ou ne roule que très peu sur cette houle.

Ainsi, la marine française a eu plusieurs cuirassés, tels que le *Suffren*, le *Richelieu*, dont la période de roulis était d'environ vingt secondes et la période de tangage d'environ huit secondes.

Dans la Méditerranée, avec des houles de 5^m à 6^m de hauteur, mais courtes et de faible période (huit à dix secondes environ), ces navires n'ont jamais roulé, pendant qu'ils avaient sur ces mêmes houles des tangages de grande amplitude et très vifs.

Ces navires ont du reste roulé très rarement dans l'océan Atlantique, où la houle a en général une période plus longue que dans la Méditerranée, et, les rares fois où ils y ont roulé, c'est avec des houles de très longue période (quinze secondes environ).

Mais ces bateaux, qui ne roulaient jamais dans la Méditerranée, et qui roulaient très rarement dans l'océan Atlantique, tanguaient dans ces deux mers autant que les bateaux qui y roulaient beaucoup.

Pour supprimer aussi le tangage, nous utiliserons la propriété rappelée ci-dessus, en donnant à la carène des formes telles, que la période de tangage soit sensiblement plus longue que la période de la houle sur les mers où le bateau est appelé à naviguer.

Or, les périodes de roulis et de tangage sont données par les formules connues

$$T_r = 2\pi\sqrt{\frac{I_r}{P(r-a)}},$$

$$T_t = 2\pi\sqrt{\frac{I_t}{P(R-a)}}.$$

Dans ces formules :

I_r et I_t représentent respectivement le moment d'inertie de la masse du bateau au roulis et au tangage;

$P(r-a)$ et $P(R-a)$ représentent respectivement les moments de stabilité transversale et longitudinale.

Il résulte de la formule ci-dessus donnant la valeur de la période de tangage, que, pour augmenter cette période, il faut augmenter I_t ou diminuer $R-a$. Or, I_t, moment d'inertie longitudinal de la masse du bateau, ne peut être augmenté qu'en allongeant le bateau, ce qui nuirait à sa solidité, et augmenterait R en même temps; il faut donc diminuer $R-a$.

Avec les formes de coque ordinaires, r a une faible valeur (4^m à 7^m environ pour un bateau de 6000 tonnes); comme, pour que le bateau se tienne droit, il faut que $r-a$ soit positif, a ne peut dépasser 4^m à 7^m environ.

En augmentant la valeur de a de manière que la valeur de $r - a$ soit la plus faible possible, juste suffisante pour assurer la stabilité transversale du bateau, on a obtenu de longues périodes de roulis.

Mais, avec les formes de coque ordinaires, R a une grande valeur (100^m environ pour un bateau de 6000 tonnes). A cause de la grande valeur de R par rapport à r, cette augmentation de a ne diminue $R - a$ que d'une très faible fraction de sa valeur; aussi les bateaux de forme ordinaire, qu'ils soient à longue période de roulis ou à courte période de roulis, ont-ils tous des périodes de tangage sensiblement égales et courtes (quatre à huit secondes environ pour un bateau de 6000 tonnes).

Pour diminuer $R - a$, il faut donc diminuer le rayon métacentrique longitudinal R, par suite donner au bateau une flottaison de faible surface, et ramassée vers le centre du bateau.

Nous nous trouvons ainsi amené à un bateau qui se compose essentiellement d'un fuseau entièrement sous l'eau, analogue à la coque d'un sous-marin, contenant les appareils moteurs, surmonté d'un flotteur plus court que le bateau, et par lequel le fuseau communique avec l'extérieur.

La *fig.* 1 représente en schéma une coupe longitudinale, et la *fig.* 2 une coupe transversale au maître-couple d'un pareil bateau.

Mais ce bateau à un seul flotteur aurait un grave défaut. Comme la flottaison du bateau, très courte, serait, pour assurer la finesse des lignes d'eau, très étroite, la stabilité transversale due à la flottaison serait presque nulle, et il faudrait que le centre de gravité du bateau fût en dessous du centre du déplacement, ce qui obligerait en pratique, soit à consacrer une partie des

Fig. 1.

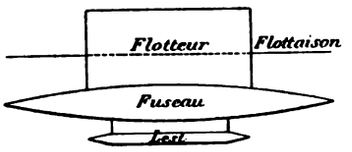
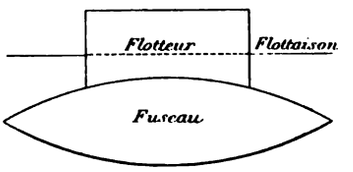


Fig. 1'.



poids au lest, comme dans le bateau représenté par les *fig.* 1 et 2; soit à faire un fuseau étroit et profond, dans lequel on placerait les poids lourds dans le

Fig. 2.

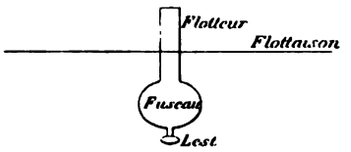
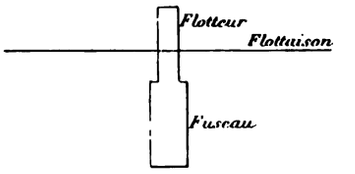


Fig. 2'.

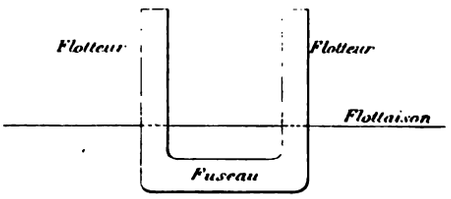


bas, comme dans le bateau représenté par les *fig.* 1' et 2', ce qui augmenterait beaucoup le tirant d'eau.

On peut obtenir un bateau sans lest, et dont le tirant d'eau ne soit guère

supérieur à celui des bateaux de forme ordinaire, en surmontant le fuseau, qui constitue la coque proprement dite, de deux flotteurs situés par le travers l'un de l'autre, assurant la stabilité transversale. Plus ces flotteurs seront éloignés, mieux ils assureront la stabilité transversale du bateau, ce qui nous amène à donner au fuseau une forme aplatie, de sorte que nous avons pour le maître-couple la forme représentée en schéma par la *fig.* 3.

Fig. 3.



J'ai fait pour un bateau de 6000 tonnes, dont j'indique plus loin les données principales, les calculs de poids avec une exactitude suffisante pour un avant-projet. J'ai pu, tout en assurant la sécurité absolue du bateau par mauvais temps, lui donner une période de tangage d'environ vingt-deux secondes, période beaucoup plus longue que celle des houles qu'on rencontre couramment sur les plus grandes étendues d'eau, tandis qu'un bateau de forme ordinaire, du même tonnage, aurait une période de tangage beaucoup plus courte (de quatre à huit secondes environ); et l'on rencontre couramment sur toutes les mers des houles de cette période.

La propriété d'avoir une longue période de tangage est la propriété caractéristique de la forme de carène que je propose; c'est elle qui assure la suppression du tangage.

En disposant les poids de manière que la période de roulis ait aussi une valeur supérieure à vingt secondes, et les calculs m'ont montré que pour un bateau de 6000 tonnes cela est possible dans la pratique, sans sacrifier la sécurité par mauvais temps, on supprimera aussi le roulis.

Afin de bien faire comprendre mon invention, j'ai représenté schématiquement dans les *fig.* 4, 5 et 6 un bateau de 6000 tonnes établi suivant mon système, avec l'exactitude que comporte un avant-projet, et non avec celle d'une étude d'exécution.

La *fig.* 4 est une élévation longitudinale.

La *fig.* 5 est une vue en plan, en supposant les cabines et la plate-forme enlevées à tribord.

La *fig.* 6 est une coupe suivant *oo* des *fig.* 4 et 5.

Dans le bateau représenté par ces figures :

F est un fuseau entièrement situé sous l'eau, constituant la coque proprement dite;

f est un des flotteurs surmontant le fuseau;

P est une plate-forme supportant les cabines destinées au logement des passagers;

E est le caisson étanche formé par les cabines;

ccc sont les cheminées et manches à air;

dd sont les panneaux faisant communiquer le fuseau avec les cabines;

Fig. 4.

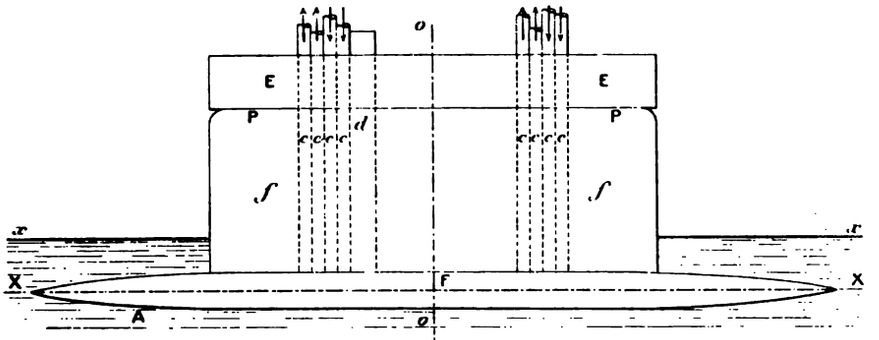


Fig. 5.

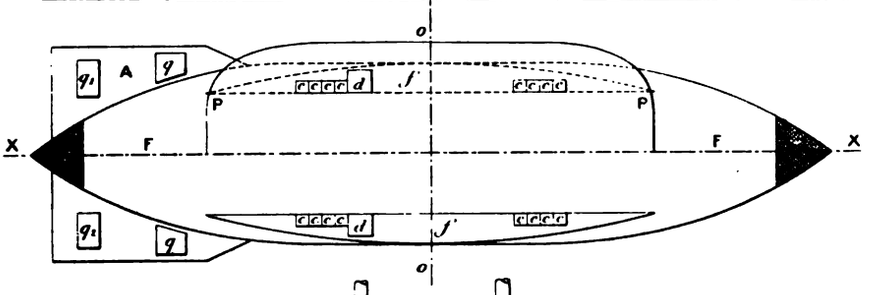
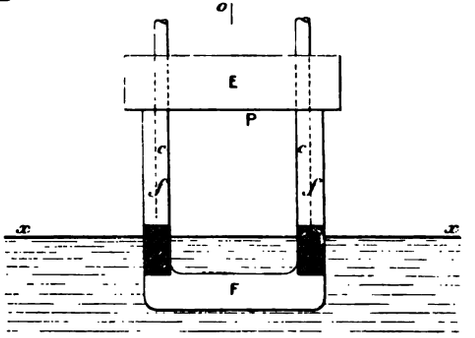


Fig. 6.



A est un aileron horizontal, fixe, de grande surface, situé à l'arrière du bateau;

q est un gouvernail horizontal, fixe, à position variable et réglable;

q_1 est un gouvernail horizontal ordinaire, automatique ou non;

XX est l'axe du fuseau.

La ligne de flottaison pour l'immersion normale est en *xx*.

Les parties contenant le lest d'eau sont ombrées.

Afin de montrer d'une façon plus tangible les avantages de mon système,

je vais donner le devis des principaux poids et les principaux résultats des calculs de stabilité; tous les poids ont été calculés largement.

On a pour le bateau représenté par les *fig.* 4, 5 et 6 :

Partie du bateau.	Déplacement.	Poids.	Distance verticale du centre de gravité à l'axe du fuseau.	Moment de redressement par rapport à l'axe du fuseau. +	Moment de redressement par rapport à l'axe du fuseau. —
	t	t	m	tm	tm
Fuseau	5100	1800	0,20	360	"
Flotteurs	820	400	11,00	"	4400
Cabines	"	400	24,00	"	9600
Machine	"	1600	0,00	"	"
Combustible	"	900	0,00	"	"
Lest d'eau	"	450	4,00	"	1800
Bagages et colis	"	200	0,00	"	"
Poids disponible	"	170	0,00	"	"
	5920	5920		360	15800
				M = — 15440^{tm}	

Tableau des principales données du bateau.

Déplacement	5920^{t}
Surface de flottaison au tirant d'eau normal	200^{mq}
Hauteur du flotteur immergée au tirant d'eau normal	4^{m}
Longueur du fuseau	90^{m}
Longueur de chacun des flotteurs	50^{m}
Largeur de chacun des flotteurs	3^{m}
Distance entre les deux flotteurs	17^{m}
Largeur du fuseau	20^{m}
Tirant d'eau normal { flotteurs 4^{m} / fuseau 4^{m} }	8^{m}
pouvant être réduit en quelques minutes en vidant le lest d'eau à	6^{m}
Hauteur de la plate-forme supportant les cabines au-dessus de l'eau, au tirant d'eau normal	14^{m}
Valeur de a { immersion normale	2^{m},06
Valeur de a { les flotteurs étant émergés de 2^{m}	2^{m},25
Valeur de $r - a$ { immersion normale	0^{m},31
Valeur de $r - a$ { les flotteurs étant émergés de 2^{m}	0^{m},30
Valeur de $R - a$ { immersion normale	2^{m},28
Valeur de $R - a$ { les flotteurs étant émergés de 2^{m}	2^{m},41
Surface du maître-couple à l'immersion normale	104^{mq}
Puissance de la machine (poids 1600^{kx})	16000^{chx}
Période de roulis à l'immersion normale	28^{s}
Période de tangage à l'immersion normale	22^{s}

En résumé, ce qui caractérise la forme de la coque que je propose, c'est une flottaison beaucoup plus courte que le bateau, de manière à donner au bateau une période de tangage de vingt secondes environ.

On a proposé beaucoup de formes de carène, qui, à première vue, peuvent paraître analogues à celle que je propose; mais l'analogie n'est qu'apparente.

Ainsi par exemple, pour les bateaux de guerre, la recherche de la protection par une couche d'eau a conduit divers inventeurs, dont le premier en date à ma connaissance est M. Augustin Normand, à des bateaux composés comme celui que je propose, d'une coque proprement dite entièrement sous l'eau, et d'un ou plusieurs flotteurs assurant la flottabilité.

Mais aucun de ces inventeurs n'a, que je sache, indiqué, qu'en ramassant les flotteurs au centre du fuseau, on pourrait, grâce aux très longues périodes de tangage qu'on donnait ainsi au navire, supprimer pratiquement le tangage. Plusieurs inventeurs de pareils navires à coque proprement dite sous l'eau et à flotteurs font observer, avec raison, que dans ces navires le fuseau, qui forme la majeure partie du déplacement du bateau, étant plongé à une certaine profondeur au-dessous de la surface, où l'eau est moins agitée, et que la partie au-dessus de l'eau, exposée au choc des lames, offrant une surface plus faible que sur les bateaux ordinaires, de pareils bateaux seront moins *secoués* par la mer qu'un bateau de forme ordinaire du même tonnage; mais aucun n'a signalé l'importance capitale d'une longue période de tangage, pour obtenir une immobilité de plate-forme pratiquement absolue; aucun n'en fait mention; aussi disposent-ils les flotteurs indifféremment au centre du fuseau ou aux extrémités, *sans aucune idée directrice*, et sans chercher à donner au bateau de longues périodes de tangage.

D'un autre côté, divers inventeurs, cherchant à obtenir des bateaux ayant à la mer une immobilité de plate-forme plus grande que les types actuels, ont imaginé dans ce but diverses formes de coque :

1° On a proposé des bateaux formés de deux coques parallèles reliées par un cadre métallique situé au-dessus de l'eau. Je ne sache pas qu'on ait construit des bateaux de ce type.

2° Les popoffkas, bateaux très courts et très larges, roulent peu, paraît-il, et tanguent beaucoup moins que les navires de forme ordinaire, mais ces bateaux manquent de vitesse.

3° Enfin, plus récemment, en 1892 et en 1894, Mac Dougall a fait breveter en France des bateaux, dont la coque s'élève à une très faible hauteur au-dessus de l'eau, et présente des formes arrondies, sur lesquelles les lames glissent au lieu de venir heurter la coque, comme cela a lieu pour les navires de forme ordinaire. Les cabines reposent sur des tours fixées à la coque.

M. Mac Dougall, ainsi qu'il l'indique dans ses brevets, se propose d'empêcher les grands mouvements de tangage dus à ce que, avec les avants très élevés au-dessus de l'eau, les lames en arrivant élèvent l'avant et, après leur passage, le laissent retomber dans le creux de la lame; il donne à son bateau un avant très bas sur l'eau, de manière que les lames couvrent l'avant, mais ne le soulèvent pas.

De même pour le roulis, les formes arrondies et basses sur l'eau de la

coque proprement dite ont pour but, au dire de l'inventeur, d'empêcher que les lames inclinent le bateau, comme elles le font en venant frapper contre les hautes murailles des navires ordinaires.

Il a été construit en Amérique beaucoup de bateaux de ce type plus ou moins modifié; d'après le peu de renseignements que j'ai pu me procurer, ils tiennent très bien la mer; ils roulent et ils tanguent moins en général que les bateaux de forme ordinaire; mais ils sont bien loin d'avoir une immobilité de plate-forme pratiquement absolue; leurs tangages surtout sont souvent amples et vifs, et comme c'est le tangage qui incommode le plus la plupart des passagers, une traversée sur de pareils bateaux est souvent très pénible pour les personnes sujettes au mal de mer.

D'après les considérations que nous avons exposées plus haut, ce résultat ne doit pas nous surprendre.

En effet, dans ces bateaux, la surface de flottaison est aussi grande et aussi longue que sur les bateaux de forme ordinaire; en conséquence ils ont des périodes de tangage très courtes. Par suite ils doivent avoir sur la plupart des houles des tangages vifs, un peu moins vifs et moins amples à cause des formes basses de l'avant, que sur les navires de forme ordinaire, mais encore très sensibles et très gênants.

Tandis qu'un bateau de notre type, à cause de sa longue période de tangage, n'aura de tendance à rouler ou à tanguer que s'il rencontre une houle dont la période propre soit d'environ vingt secondes, ce qui arrivera très rarement; ou bien si, par suite de la route et de la vitesse imposées au navire, il rencontre une houle venant de l'arrière, dont la période apparente soit d'environ vingt secondes, ce qui pourra arriver quelquefois. Mais alors, en raison de la grande résistance que la forme aplatie du fuseau opposera au roulis, et de la très grande résistance que cette même forme aplatie opposera au tangage, le tangage et le roulis auront très peu d'amplitude. Un point très important, c'est que, même dans ces cas exceptionnels où notre bateau tanguera ou rouléra un peu, sa longue période de tangage lui assurera des avantages précieux. En effet, ce sont les mouvements brusques de tangage et les roulis rapides qui incommodent le plus les passagers; or, les mouvements de tangage ou de roulis des navires de notre type seront très lents, par suite très doux et, dans les rares circonstances où ils rouleront ou tangueront, leur mouvement n'incommodera pas plus que ne le fait un roulis de quelques degrés sur les navires ayant vingt secondes environ de période de roulis. Or on sait que les faibles roulis, sur des bateaux à aussi longue période, ne fatiguent ou n'incommodent que les personnes exceptionnellement sensibles.

En supposant que notre type de navire soit pratiquement sans tangage et sans roulis, il aura quand même, sur la houle, un mouvement orbitaire dû au mouvement orbitaire de la masse d'eau dans laquelle il est plongé; je crois que ce mouvement ne donnerait pas le mal de mer. En effet, ce mouvement orbitaire serait plus faible pour le bateau, que pour un point situé à

la surface de la mer; mais ce mouvement à la surface de la mer est exactement celui que prend un bateau assez petit par rapport aux dimensions de la houle pour qu'il reste toujours normal à la houle. Or, il est un fait bien constaté : c'est que, sur une houle *sans lames*, avec un très petit bateau, on a très peu le mal de mer.

La plate-forme P se trouvant, dans le bateau représenté par les *fig.* 4, 5 et 6, à 14^m environ au-dessus de la flottaison normale, et les flotteurs offrant peu de prise à la mer, même par gros temps l'eau circulera librement sous la plate-forme, et les cabines seront à l'abri des embruns. Les bateaux de notre type seront par suite éminemment confortables, et conviendront particulièrement pour faire des paquebots et des yachts.

La propriété de la forme de carène que je propose de donner, des navires ayant une très longue période de tangage, est due à ce que le moment d'inertie au tangage de la surface de flottaison est très faible. Il faut donc que ce moment d'inertie n'augmente pas accidentellement, et pour cela que le fuseau n'émerge pas. A mon avis la surface de flottaison indiquée (200^{mq}), et la profondeur d'immersion du fuseau (4^m) semblent suffisantes pour maintenir le fuseau sous l'eau même par grosse mer.

Si la pratique montrait que les flotteurs sont insuffisants pour maintenir le fuseau sous l'eau par grosse mer, on pourrait, soit augmenter la surface de flottaison des flotteurs, soit, en laissant aux flotteurs la même section, ménager dans le bateau un lest d'eau, qu'on remplirait dans les cas de grosse mer, pour avoir une immersion plus grande du fuseau. L'augmentation de tirant d'eau, qui en résulterait, n'aurait aucun inconvénient, puisque l'on ne ferait ainsi enfoncer le bateau que dans les endroits où il y a très grosse mer, au large, où les fonds sont très grands.

Les cabines devraient, s'il en était besoin, être élevées en conséquence, de manière à être à l'abri de la mer par tous les temps.

Nous adopterions pour nos bateaux les dispositions de détail suivantes :

1° Les soutes à combustible seraient divisées en parties étanches de faible volume. On remplirait ces soutes d'eau à mesure qu'on consommerait le combustible, pour maintenir le bateau dans ses lignes d'eau, et pour assurer la stabilité.

2° A cause de la faible valeur de $R - a$, le transport de l'avant à l'arrière d'un léger poids fera varier l'assiette longitudinale d'une façon appréciable. Un lest d'eau spécial, qu'on déplacerait de l'avant à l'arrière avec des pompes ou avec de l'air comprimé, permettrait de maintenir facilement l'assiette convenable.

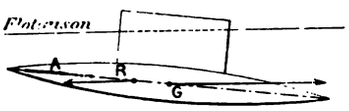
Pour assurer en marche, malgré la faible valeur de $R - a$, l'assiette horizontale du bateau, nous le munirions des organes suivants, indiqués dans les *fig.* 4 et 5 :

1° Un aileron horizontal A, fixe, de grande surface, situé à l'arrière du

bateau. Un pareil aileron assurerait en marche une assiette horizontale au bateau. En effet, supposons qu'une cause accidentelle ait incliné le bateau, l'avant en bas, par exemple. A cause de sa flottaison, il ne peut beaucoup s'enfoncer; donc, s'il est en marche, il se déplacera horizontalement parallèlement à lui-même (*fig.* 7).

L'aileron horizontal arrière A, que nous avons ajouté au bateau, a pour effet

Fig. 7.



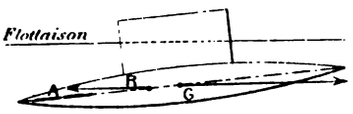
de reporter la résistance du bateau sur l'arrière, à cette marche oblique; et, si cet aileron a une surface suffisante, la résistance totale R sera sur l'arrière du centre de gravité G du bateau.

On voit facilement que cette résistance R tend à relever l'avant du bateau et, par suite, à lui donner une assiette horizontale.

La *fig.* 8 montre que, si l'avant du bateau s'est élevé, cette résistance R aura pour effet d'abaisser l'avant du bateau.

La résistance à la marche tendant toujours à combattre les *embardées* dans

Fig. 8.



le sens vertical, dès qu'elles commencent, ces embardées ne prendront jamais une grande amplitude, et le bateau conservera pratiquement une assiette horizontale.

2° Un gouvernail horizontal, désigné par q dans la *fig.* 5, fixe, mais dont l'angle variable sera réglé selon l'immersion du fuseau, la vitesse du navire, la direction de la houle, etc.

3° Un gouvernail horizontal ordinaire, désigné par q_1 dans la *fig.* 5, automatique ou non, pour combattre les déviations accidentelles de l'assiette longitudinale.

Si, à cause de leur forme spéciale, ces bateaux sans tangage gouvernaient trop mal, on pourrait très facilement leur donner une très bonne stabilité de route, et cela même après la construction du bateau. Il suffirait de leur mettre, à l'avant et à l'arrière, des ailerons verticaux de grande surface ayant la forme des quilles de roulis. Les expériences faites, en Angleterre, sur des [illegible] de 1 000 tonnes, et, en France, sur des bateaux de divers tonnages, ont montré que l'adjonction des quilles de roulis diminue très peu la vitesse.

La forme de coque que nous proposons diffère trop des formes des navires en service, pour qu'on puisse prévoir par comparaison avec exactitude sa résistance à la marche. Nous croyons cependant que, avec une puissance de 16000 chevaux, le bateau de 5920 tonnes, étudié comme exemple, aurait une vitesse d'au moins 20 nœuds.

Notre forme de coque, qui supprime le tangage, donne en même temps une grande économie de poids : en effet, le fuseau étant entièrement sous l'eau n'aura pas à supporter les efforts énormes dus au tangage sur les navires ordinaires. Aussi, pour le bateau de 5920 tonnes étudié plus haut, j'ai pu disposer de 1600^{tx} pour la machine, 900^{tx} pour le combustible et 450^{tx} pour un lest destiné à être expulsé, afin de permettre au bateau l'accès de ports peu profonds.

Dans les bateaux que nous proposons, le fuseau sera presque entièrement occupé par les machines et chaudières, et par le combustible; de plus, les parties inférieures des flotteurs, qui sont exposées à être immergées dans les crêtes de lames, doivent, pour conserver au navire ses longues périodes de tangage, et pour bien fendre la mer, avoir un faible volume; par suite, l'espace dans lequel on peut loger des marchandises, sans accumuler dans les hauts des poids qui compromettraient la stabilité, est beaucoup plus faible que sur les navires de forme ordinaire du même tonnage. Aussi ces bateaux conviendront-ils surtout pour le transport des passagers. Ils ne pourront porter que peu de marchandises; ce sera le sacrifice à accepter pour obtenir l'immobilité de plate-forme.

De pareils bateaux seraient particulièrement indiqués pour faire les services qui sont comme le trait d'union entre deux chemins de fer, tels que les lignes : Calais-Douvres, Dieppe-Newhaven, etc.

Nous avons étudié comme exemple l'avant-projet d'un bateau d'environ 6000 tonnes, parce que nous sommes persuadé qu'on peut obtenir avec ce tonnage un bateau de notre type, capable d'affronter les plus grosses mers de l'océan Atlantique, en y tanguant et roulant très peu. Mais nous croyons qu'on pourrait, avec un tonnage de 3000 tonnes, construire un navire de notre type, capable de marcher contre les plus mauvaises mers de la Manche, et qui ne tanguerait ni ne roulerait avec les houles de ce détroit.

Un bateau sans tangage ni roulis, analogue à celui représenté par les *fig.* 4, 5 et 6, pourrait, avec un déplacement de 12000 tonnes, avoir une machine d'environ 25000 chevaux, par suite une vitesse d'environ 21 nœuds, et prendre 2500 tonneaux de charbon. Les cabines permettraient de loger environ 800 passagers dans des conditions de confortable très suffisantes pour une longue traversée.

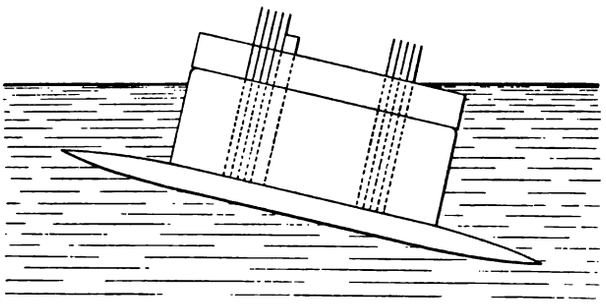
On pourrait donc, avec 12000 tonnes de déplacement, obtenir un paquebot sans tangage et sans roulis, pouvant faire à 21 nœuds environ la traversée entre New-York et l'Europe, et portant 800 passagers.

Le type de navire que nous proposons, en plus de sa qualité essentielle d'être sans tangage, offrirait aux passagers une sécurité beaucoup plus grande que celle que donnent les bateaux ordinaires, dans les cas où l'eau envahirait une partie de la coque, soit à la suite d'un abordage, soit pour tout autre motif.

Nous avons fait des expériences avec un petit modèle du bateau représenté par les *fig.* 4, 5 et 6, qui est surmonté d'un ensemble de cabines étanches couvrant une surface de 1100^{mq} et composé de deux étages de 3^{m} de haut, ce qui lui donne un volume de 6600^{mc}.

En supposant envahies par l'eau, par exemple : la moitié avant du fuseau, soit 2500^{tx}; la moitié avant d'un des flotteurs, soit 900^{tx}; un volume de 500^{mc} de cabines du bord du flotteur, soit 500^{tx}, ce qui constitue, je crois, l'avarie la plus grave qu'on puisse supposer, le bateau s'enfoncerait jusqu'à la position représentée par la *fig.* 9.

Fig. 9.



Dans cette position, la moitié des cabines est hors de l'eau, et il reste encore une réserve de flottabilité de 4000 tonnes.

La stabilité du bateau ainsi suspendu par ses cabines, et lesté par le fuseau, est très grande; il ne peut chavirer.

Dans le devis des poids (page 302), on a donné, pour le fuseau et pour les deux flotteurs, des poids suffisants pour qu'on puisse les construire capables de résister aux grandes pressions qu'ils supporteraient dans cette éventualité.

Je tiens à faire remarquer que j'ai fait les expériences avec un petit modèle à échelle très réduite ($\frac{3}{1000}$) et avec un matériel rudimentaire; de plus, je n'ai pas l'habitude de ce genre d'expériences. Mais, quelles que fussent les avaries supposées, la stabilité du bateau était si grande, que je suis assuré que des expériences plus précises et mieux conduites n'infirmeraient pas mes conclusions, qui sont :

Insubmersibilité et inchavirabilité pratiquement absolues du bateau, même après les plus graves avaries qu'on puisse raisonnablement supposer.

J'espère avoir montré qu'il est possible, avec la forme de carène que je

propose, d'obtenir un bateau, destiné surtout au transport des passagers, qui n'ait que des roulis ou des tangages très faibles et très doux, et qui constituerait par là une révolution dans les conditions de confortable des voyages sur mer.

Ce navire serait, de plus, pratiquement inchavirable et insubmersible.

Comme tous les problèmes nouveaux d'architecture navale, la construction de pareils bateaux soulèverait des difficultés imprévues. Pour surmonter ces difficultés, il faudrait une connaissance approfondie du métier d'ingénieur naval, que je ne possède nullement.

Cette connaissance approfondie est monnaie courante dans ce Congrès; il dépend de vous de faire l'application, à une idée que je crois neuve et féconde, de vos connaissances et de votre expérience, afin que cette idée prenne corps, et que l'invention soit réalisée.

Les routes maritimes, que la crainte du mal de mer fait redouter et éviter à beaucoup de personnes, seront recherchées comme plus agréables, et la mer, qui est déjà le chemin économique pour les échanges de marchandises, deviendra pour les voyageurs un chemin aussi agréable qu'économique.

[redacted]

CONSTRUCTION DES VAPEURS PÉTROLIERS

EN SUÈDE (1),

PAR M. HUGO-G. HAMMAR,
Ingénieur des Constructions Navales.

Ce Congrès étant une Revue à laquelle contribuent les personnes de toute nationalité appartenant à la profession de l'ingénieur, en vue d'exposer les travaux accomplis dans leurs pays respectifs, durant le dernier siècle, dans les différentes branches de l'Art naval, je désire vous présenter une branche de l'Architecture navale, dans laquelle les constructeurs Suédois ont brillamment réussi, et, je puis ajouter, pris la tête de leurs confrères des autres nations, non seulement par la hardiesse de leurs plans, mais encore par l'habileté avec laquelle ils les ont réalisés.

Je veux parler de la construction des bateaux-citernes. L'idée de transporter l'huile de pétrole en vrac était rien moins que nouvelle en 1878, quand le colonel von Bilderling, alors chef de la maison aujourd'hui connue sous le nom de *Naphta Production des frères Nobel*, signa un contrat avec la Société anonyme des Ateliers de Motala, pour les vapeurs-citernes *Buddha* et *Nordenskiold;* mais il n'est pas douteux que ces deux navires aient été les premiers vapeurs susceptibles de transporter avec succès, en service régulier, le pétrole en vrac.

Ils furent commandés pour la mer Caspienne, où ils servent encore.

La Pl. I montre la disposition générale, et la Pl. II la coupe au maître de ces navires; ces plans étaient aussi nouveaux à cette époque que curieux aujourd'hui.

Les deux navires ont des hélices jumelles et des machines compound.

Les machines sont placées au milieu, ce qui, depuis, a été habituel pour les porteurs de pétrole de la Caspienne. La citerne à pétrole alimentaire est placée entre les deux tunnels. L'huile est logée entre le bordé des fonds de la coque, le bordé des tunnels et la cloison des machines, sans aucun cofferdam ou autre dispositif de protection.

(1) Les Planches relatives à ce Mémoire n'ont pas été reproduites dans le présent Volume.

A l'arrière, la cargaison est logée dans des citernes absolument indépendantes de la coque; au maître, dans une vaste citerne carrée, formée par un bordé intérieur, ainsi qu'on peut le voir sur la coupe au maître (Pl. II). Le plan d'emménagement montre qu'on avait eu l'intention de transporter l'huile dans des citernes disposées à l'avant comme celles de l'arrière, mais on abandonna ce projet, et les citernes ne furent pas installées. En cet endroit, le pétrole fut en réalité placé dans la cale, en contact avec le bordé extérieur, ce que je crois être la première démonstration de la possibilité de transporter le pétrole en vrac dans la cale.

Une particularité de construction que je crois à propos de relater ici, est la disposition adoptée pour le transport de ces navires jusqu'à la mer Caspienne.

Les écluses du réseau de canaux entre Saint-Pétersbourg et le port d'Astrakhan limitaient à cette époque la longueur des navires à environ 25^{m}, et le bau à $8^{m},50$. Il fut donc nécessaire de construire chaque navire en trois morceaux.

Les cloisons de jonction furent construites comme il est indiqué sur la Pl. III. La même disposition est encore adoptée pour les navires qui doivent être conduits jusqu'à la mer Caspienne par parties, et ce mode de jonction s'est montré très efficace.

Les boulons, de $1^{p}\frac{1}{8}$, sont vissés dans la pince d'une cornière de bordure de cloison, et traversent librement la seconde, qui est filetée pour des boulons de $1^{p}\frac{1}{4}$. En divisant le navire, on enlève les écrous, et le boulon de $1^{p}\frac{1}{8}$ est vissé à fond, de manière à remplir le trou de la pince filetée à son diamètre. Un boulon de $1^{p}\frac{1}{4}$ est en même temps vissé dans la seconde pince, empêchant ainsi, après séparation des deux tronçons, l'introduction de l'eau au travers de la cloison de jonction. Ce système fonctionna si bien que les cloisons cofferdam, établies comme précaution supplémentaire, furent trouvées tout à fait inutiles, et ne furent installées dans aucun des navires construits depuis.

Des raisons commerciales conduisirent à construire le *Buddha* sur la côte Est de Suède, au chantier *Motala* à Norrköping, et l'autre navire, le *Nordenskiold*, fut construit sur la côte Ouest, au chantier *Lindolmen*, à Gothembourg. Le tronçon milieu de ce dernier navire, achevé avant ceux des extrémités, fut remorqué à Norrköping; les tronçons avant et arrière du *Buddha* furent boulonnés ensemble, formant ainsi un véritable remorqueur de mer, capable de remorquer non seulement sa propre section milieu au travers de la Baltique jusqu'à Saint-Pétersbourg, mais encore le tronçon milieu de l'autre navire, qui avait été boulonné à la section analogue du premier, de manière à constituer un long radeau.

Les deux tronçons extrêmes du *Nordenskiold*, qui, pendant ce temps, avaient été achevés, furent boulonnés ensemble, firent le tour de la Suède par le Sund, et plus rapides parce qu'ils n'avaient rien à remorquer, parvinrent à Saint-Pétersbourg presque en même temps que le *Buddha*. On voit que

non seulement les cloisons de jonction, faites dans le même chantier, s'adaptèrent exactement l'une à l'autre, mais encore que les tracés avaient été faits avec tant de soin, et l'exécution avait été si parfaite, que les huit cloisons étaient en réalité interchangeables, bien que les deux navires eussent été construits à 200 milles de distance. Je cite ce fait comme une preuve du fini d'exécution, qui est la clef du succès, pour obtenir des navires en fer assez étanches pour transporter du pétrole en vrac.

Les armateurs furent si satisfaits de ces navires, qu'après une saison de navigation ils firent à la Compagnie Motala une commande de six navires de la même construction.

Les Pl. IV et V montrent les emménagements de l'un de ces navires. Ici on a abandonné les citernes intérieures, et le pétrole est emmagasiné en contact direct avec le bordé extérieur, sauf à l'arrière des machines, où le chargement est logé dans de vastes citernes cylindriques traversant le pont des gaillards et complètement indépendantes de la coque, de telle manière qu'on peut les enlever pour alléger le navire, quand on traverse les canaux pour gagner le port d'Astrakhan. Les citernes ont été placées haut, comme l'indiquent les plans, afin de réduire la stabilité, les mouvements des deux premiers de ces navires ayant été trouvés un peu vifs en mer. La coupe au maître (Pl. VI) indique le plan originel adopté pour les quatre navires commandés un peu plus tard, et porte les signatures de Ludvig Nobel et Sven Almquist, les deux hommes à la hardiesse et au génie desquels doit être rapporté l'honneur de la création des navires décrits dans ce Mémoire.

Une expérience de quelques années convainquit Nobel que ce genre de navires-citernes convenait parfaitement au transport du pétrole en vrac dans toutes les mers, ce qu'il démontra complètement en commandant le vapeur *Petrolea,* connu aujourd'hui sous le nom de *Ludvig Nobel.* Comme il était destiné à naviguer dans toutes les mers et par tous les temps, les armateurs voulaient le faire classer, et cela fut presque impossible. Le Lloyd se refusa à tout examen, et le Bureau Veritas fit beaucoup d'objections, mais finit par le classer, en 1885, après une étude minutieuse de l'affaire.

Le navire fut construit suivant les plans dessinés Pl. VII et VIII; la construction est à peu près la même que celle des premiers bateaux-citernes de la Caspienne; les échantillons sont un peu augmentés, en raison de l'accroissement de la cargaison et des conditions plus dures de navigation prévues.

Un pont étanche au pétrole est construit juste au-dessous de la ligne de charge, et divise les citernes, de sorte que le chargement peut être réparti entre les citernes supérieures ou inférieures, selon les besoins de la navigation.

Ce navire est en aussi bon état aujourd'hui qu'aucun de ses contemporains, et s'est montré si solide et doué de si bonnes qualités nautiques, qu'on se propose de l'allonger, quand les besoins du commerce rendront sa capacité insuffisante.

Les Pl. IX et X représentent le vapeur *Sviet*, commandé en 1884, et connu comme le premier pétrolier transatlantique; les Pl. XI et XII représentent le *Blesk*. Tous deux sont des navires-citernes à double fond, de grandes dimensions, construits pour la mer Noire et l'Atlantique.

Les chantiers Suédois n'étant pas convenablement outillés pour ce genre de gros travaux, s'attachèrent spécialement à la construction de vapeurs plus légers pour la Caspienne.

La tendance vers l'augmentation des navires a marché du même pas que dans les autres parties du monde. Mais, tandis que les autres armateurs font naviguer leurs navires à une vitesse économique et comparativement faible, le négociant tartare réclame avec insistance un accroissement de vitesse. L'astaki, qui sert de combustible, est d'un prix peu élevé dans ces mers, et la force motrice est trop peu coûteuse pour que l'on songe à l'économiser. La vitesse ordinaire des pétroliers de la Caspienne est de 11 nœuds ; quelques-uns font 12 à 13 nœuds. La machine peut ne pas être confiée à des mécaniciens habiles, et doit être d'une construction simple, avoir une faible vitesse de piston, et la pression aux chaudières ne doit pas dépasser 6 atmosphères. Les écluses des canaux qui conduisent de Saint-Pétersbourg à la Volga, bien qu'élargies, ne permettent pas un bau de plus de $9^m,80$; les dispositions des ports de la Caspienne limitent le tirant d'eau à $3^m,75$, de sorte qu'il ne reste que la longueur que l'on puisse accroître, pour répondre à l'augmentation de capacité de transport réclamée.

Le vapeur *Suleiman Ouseinoff* montre le type de navire réalisé dans ces conditions. La Pl. XIII représente la coupe au maître échantillonnée, la Pl. XIV les machines et la Pl. XV le navire naviguant à 12 nœuds. Il porte 100000 pouds ou 1625 tonnes, au tirant d'eau de $3^m,75$, et, à ce tirant d'eau, fait 11,5 nœuds sans forcer les chaudières.

Ces résultats ne pouvaient être obtenus qu'en admettant pour les matériaux de la coque une charge supérieure à celle que l'on considère comme de toute sécurité sur les vapeurs à marchandises transatlantiques.

La Pl. XVI indique la distribution des poids, des forces et des charges sur ce navire, résultat des recherches faites par M. Lindfors, professeur d'Architecture navale, aidé par M. Ridell. La lame est supposée de longueur égale à celle du navire, 90^m, et d'une hauteur de $3^m,5$. L'effort d'arc maximum est de 12^{kg} par millimètre carré.

Ce navire vient de naviguer pendant une saison sans montrer aucun signe de faiblesse, et l'ingénieur en chef de la Compagnie écrit « qu'il n'a pas fait une goutte d'eau pendant la campagne ».

Il est très probable que les lames n'atteindront jamais une pareille longueur dans la mer Caspienne, et qu'un navire d'une telle longueur ne sera jamais porté sur la crête d'une lame unique, ou dans un creux de longueur aussi grande que l'indique le diagramme.

Une autre caractéristique de ce navire est l'excessive hauteur métacen-

trique qu'il doit avoir avec son chargement complet, la cargaison étant presque en totalité au-dessous de la flottaison. Cela paraîtrait une dérogation fâcheuse aux plans qui ont précédé, dans lesquels la tendance à une stabilité excessive a été combattue par le relèvement de la cargaison à la hauteur que le calcul indiquait comme convenable. Mais le marin de la Caspienne ne considère pas cela comme nécessaire, l'expérience lui ayant appris qu'un chargement liquide peut être placé même très bas, non seulement sans accroître la stabilité, mais même en la réduisant, à condition que le niveau supérieur soit libre. Et comme il a des idées plutôt confuses sur le danger théorique du transport sur mer des liquides libres, il n'a pas hésité à laisser un ou deux compartiments incomplètement remplis, afin de donner au navire des mouvements plus doux. Il y a quelques années que cela se pratique sans qu'il y ait eu d'accident ou d'avarie causée à la coque par le ballottement du liquide.

BATEAUX-FEUX ET VAPEURS D'INSPECTION

DU SERVICE DES PHARES DES ÉTATS-UNIS [1],

PAR M. WALFRID-T. SYLVEN,
Naval Architect and Marine Engineer,
Membre de la Société Américaine des Naval Architects and Marine Engineers.

Il existe un petit navire répandu sur les côtes de tous les pays maritimes, d'une apparence quelque peu étrange, construit et équipé d'une manière particulière, espèce de navire plus utile probablement et plus avidement cherchée par l'œil du marin qu'aucun autre bâtiment à flot. Nous voulons parler du *bateau-feu*.

Au point de vue strictement économique, nous pouvons affirmer qu'aucun placement de capitaux en navires ou en armements n'est plus profitable, que celui que l'on emploie à la construction et à l'équipement de navires de cette classe. Et pourtant, dans le monde extérieur, on dit et l'on sait bien peu de chose de cette sauvegarde des côtes, bénédiction des navires, lugubre demeure de son équipage, dont la mission est de sonder, de faire étinceler des avertissements et d'être prêt à tous les dangers dès qu'on lui adresse un appel.

Dans la tempête et le brouillard, dans l'obscurité et la glace, le navire roule et tangue continuellement; la mer balaye son pont, et l'effort que subit chacune de ses parties semble annoncer sa destruction; et cependant les éclairs qui partent de ses hunes, les hurlements fantastiques de sa sirène et la sonnerie solennelle de sa grande cloche continuent leur service, pour le plus grand bien de l'humanité.

Quand le soleil se lève après une sombre nuit de tempête, on peut voir, à quelques milles de la côte, des navires fendant les flots en toute sécurité, tandis que, quelques heures auparavant, ils couraient à leur perte vers une côte dangereuse ou un écueil perfide; mais un éclair du bateau-feu, ou une note de sa sirène les a, non seulement avertis du danger, mais de leur position exacte; leur route a été changée; les hommes et les richesses ont été sauvés. Certainement, on doit placer haut un pareil service, qu'on le considère au point de vue de la pratique ou du sentiment.

[1] Les Planches relatives à ce Mémoire n'ont pas été reproduites dans le présent Volume.

Forme et construction des bateaux-feux.

Pour les amateurs d'art, le bateau-feu n'a pas autant d'attrait et de grâce qu'un vapeur transatlantique, ou un yacht de plaisance ordinaire; mais son emploi est différent, et sa forme doit être étudiée en vue de plusieurs qualités : stabilité grande, mais ne nuisant pas à l'aisance des mouvements; vigueur locale et générale dans la construction; logements sains et aérés; dispositions convenables pour une manœuvre rapide des voiles, ancres, chaînes, etc. Les formes doivent être étudiées en vue de prévenir l'embarquement des lames, et le navire doit être apte à se tirer d'affaire si son ancrage venait à céder, ou s'il devenait nécessaire de filer la chaîne et de prendre la mer pour raison de sécurité.

Les Pl. I et II et les photolithographies marquées LV, présentées au Congrès, représentent un bateau-feu de 1re classe, tel qu'on le construit aux États-Unis pour les postes exposés, tels que Nantucket Shoals, Fire Island et le cap Hatteras sur l'Atlantique, Umatilla Reef, Columbia River sur la côte du Pacifique, etc. La Pl. III montre un navire de la même classe éclairé à l'électricité.

Quelques-uns des navires de 1re classe sont de construction composite; d'autres sont en acier dans toutes leurs parties.

Les dimensions principales sont les suivantes :

Longueur entre perpendiculaires	112^{P}
Largeur au maître	$28^{P}, 6^{P}$
Creux	$14^{P}, 10^{P}$

Les échantillons sont les suivants :

Quille : $7^{P} \times 2^{P}$. Membrures : $4^{P} \times 3^{P}\frac{1}{2} \times \frac{7}{16}^{P}$, espacées de 18^{P}. Cornières renversées : $3^{P} \times 2^{P}\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}^{P}$. Varangues : $19^{P} \times \frac{3}{8}^{P}$. Barrots du pont principal : $7^{P}\frac{1}{2} \times 3^{P}\frac{1}{2} \times 18$ livres. Barrots du spardeck : $6^{P} \times 3^{P} \times 13$ livres. Cinq fortes carlingues sont établies dans toute la longueur du navire. La virure de gouttière du pont principal a $30^{P} \times \frac{7}{16}^{P}$, et le pont est bordé sur toute sa longueur. La virure de gouttière du spardeck a $21^{P} \times \frac{3}{8}^{P}$, et de fortes hiloires sont établies de bout en bout. La gouttière du pont inférieur règne sur toute la longueur et a 20^{P} sur $\frac{3}{8}$ de pouce. Des guirlandes sont établies à l'avant et à l'arrière. Les cloisons ont $\frac{1}{4}$ de pouce d'épaisseur; elles sont renforcées par des montants diagonaux rapprochés. Le bordé varie de $\frac{1}{2}$ à $\frac{1}{4}$ de pouce; le carreau, le bouchain et le galbord ont deux rangs de rivets. Le bordé reçoit des renforts en tous les endroits où des efforts spéciaux sont à prévoir. Les quilles de roulis ont 21^{P} de hauteur, avec une longueur d'environ 60 pieds, et sont construites sur un plan nouveau, de manière que la coque proprement dite ne subisse pas d'avarie, au cas où les quilles viendraient à porter, soit dans un échouage, soit dans une entrée au bassin.

Tout en adoptant une construction vigoureuse, et en établissant des logements extraordinairement confortables, une chambre affectée à deux matelots, ainsi que des lavabos, salle de bains, etc., d'autres détails ne sont pas négligés.

Une des particularités les plus saillantes est le mode d'ancrage. L'effort continuel que supporte la chaîne doit la rompre à un moment ou à un autre. Le sable du fond limera les maillons de la partie inférieure de la chaîne, et le frottement de l'écubier travaille continuellement à la destruction simultanée de la chaîne et de l'écubier.

Les dispositions suivantes, adoptées pour éviter la perte de la chaîne et de son ancre, peuvent être intéressantes. Des stoppeurs à ressort sont employés pour amortir le choc causé par la levée et la plongée du navire, et ces stoppeurs ont été récemment allongés et portés jusqu'à 6 pieds de longueur. L'écubier a été placé dans l'axe, et l'ancre appelle directement à un bourrelet de l'écubier. Un appareil automatique est fixé au guindeau à vapeur, et, par l'accroissement ou la diminution de l'effort sur les couronnes à empreintes, transmis à l'appareil automatique, la chaîne est suivant le cas mollie ou embraquée; on évite ainsi à la chaîne et au navire les chocs trop violents.

Une bouée de forme sphérique et de 6 pieds environ de diamètre, divisée en deux compartiments étanches, et d'un déplacement juste suffisant pour supporter le poids de la partie inférieure de la chaîne, est attachée à celle-ci à une distance de l'ancre en champignon, qui pèse 7000 livres, d'environ un tiers de la touée. Quand le navire court sur son ancre, le poids qui porte sur la bouée s'accroît de celui du mou de la chaîne, et la bouée immerge; quand le navire revient en arrière et que la chaîne se tend, la bouée flotte de nouveau. L'effet est très marqué, la bouée fonctionnant comme un frein élastique.

Par mauvais temps, on est toujours sous pression, non seulement pour le fonctionnement des signaux de brume, mais encore pour la machine principale, qui est mise en avant doucement, en vue de soulager le navire et la chaîne. Bien que le bateau-feu du cap Hatteras soit parti en dérive, et ait été une fois obligé d'abandonner son poste et de prendre la mer pour motif de sécurité, on peut considérer comme pleinement démontré qu'un navire peut être mouillé et maintenu, même en un endroit comme le cap Hatteras, où des tempêtes si soudaines et violentes, et des mers terribles sont fréquentes.

Appareil d'éclairage électrique.

Quand on emploie l'électricité, l'installation se compose de deux dynamos type marin de l'*Electric general Company* (4 pôles, 8 kilowatts), actionnées directement par quatre machines à deux cylindres (course 4^{p}, diamètre 4$^{p}\frac{1}{2}$, 650 tours) marchant à 80 livres sans condensation. Un appareil à éclats est employé. Les lampes sont au nombre de quatre en tête de chaque mât, suspendues sur des consoles; elles ont une puissance de 100 bougies chacune,

et sont disposées de manière à pouvoir être instantanément remplacées par des lampes à huile.

Les conducteurs sont isolés à l'okonite : le circuit qui monte à la tête du mât est un câble d'okonite n° 7, et l'on prend de grandes précautions pour assurer l'isolement. Les logements, chambres de la machine et des chaudières, soutes et locaux du pont sont munis de lampes de 16 bougies du modèle ordinaire. Toute l'installation électrique est en double. La dépense d'un éclairage électrique est très grande, parce que l'on doit être toujours sous les feux. Le charbon doit être apporté au bateau-feu par un bateau de servitude, et si la distance est grande, et les conditions défavorables, le temps nécessaire augmente en proportion. En outre dans des stations comme celles du cap Hatteras et de Umatilla Reef, il peut devenir impossible pendant des journées et même des semaines d'approcher le bateau-feu, ou même de passer la barre, et le bâtiment de servitude doit attendre une occasion favorable pour atteindre le bateau-feu et transborder le combustible, opération souvent difficile et fréquemment hasardeuse, sinon impossible. La portée de l'éclairage électrique décrit ci-dessus ne paraît pas dépasser celle du système à l'huile, à égalité de hauteur au-dessus de l'eau.

On a déjà dit que le bateau-feu du cap Hatteras fut une fois obligé d'abandonner son poste, ce qui arriva lors du cyclone des 16 et 18 août 1899. L'extrait suivant du rapport du patron en cette circonstance est intéressant :

« 16 *août*, 7^h du matin. Coup de vent d'est; hauteur barométrique 28p,80; donné ordre de faire machine avant pour soulager les chaînes; le navire se comporte bien. 7^h du soir, coup de vent du nord-nord-est, le baromètre descend, temps sombre et pluie. — 17 *août*. Même temps : sondé, trouvé 30 brasses; le navire est à son poste; feux poussés. 11^h, embarqué la première lame; amarré l'embarcation, la manche à vent et la claire-voie. 1^h, sondé, trouvé 31 brasses; baromètre à 28p,70 et descendant. 4^h du soir, saute subite au sud-ouest, vent terrible; sondé, pas de fond; décidé de filer la chaîne, d'abandonner le poste, et fait route au nord-ouest, le baromètre à 28p,60. — 18 *août*, 3^h30^m du matin. Coup de vent terrible du sud-est, pluie épaisse, à ne pas voir le bout du navire; fait côte, et monté haut, la mer couvrant complètement le navire. A 6^h du matin, tout le monde est débarqué avec l'aide de l'équipage du poste de sauvetage. »

Le navire était au sec sur la côte quand la tempête se calma; mais pendant toute sa durée il était continuellement soulevé par la mer, et talonnait sur le fond. Naturellement il était plein d'eau; il fut ultérieurement vidé, et conduit à New-York par une Société de renflouage.

On peut se demander dans quel état se trouvait le navire (composite) quand il fut renfloué? sans doute il était mis en pièces? Eh bien, en ce qui concerne la coque, 30 pour 100 du doublage en cuivre était parti, le gouvernail était brisé, ainsi qu'une partie d'une quille de roulis; une partie de la

fausse quille était enlevée, et les murailles entre le pont principal et le spar-deck fortement enfoncées. Le bateau faisait trois quarts de pouce d'eau par heure, et c'était tout en ce qui concerne la coque proprement dite. Naturellement la machine était remplie d'eau, et tout l'intérieur demandait une forte remise en état. Le navire a été depuis réparé, coque, machine, et appareil électrique, pour 22 pour 100 de son prix primitif, et est de nouveau prêt à servir.

Vapeurs d'inspection et de ravitaillement.

Pour la surveillance, le manœuvrage des bouées et le ravitaillement des bateaux-feux et des postes, le service emploie environ quarante navires de 1800 à 400 tonnes de déplacement, et un certain nombre de plus petits. Tous les types sont représentés, depuis le navire à roue arrière sur le Mississipi, jusqu'au grand navire de mer à hélices jumelles sur la côte de l'Atlantique. Les plans soumis au Congrès représentent un navire affecté au service de la côte du Pacifique et des eaux de l'Alaska, et un second employé sur les Grands Lacs (Pl. V).

Le premier est un vapeur à une hélice d'environ 700 tonnes de déplacement, de 800 chevaux indiqués. Longueur hors tout 178p,6p, largeur au maître 28p,6p; creux 15 pieds. Le second a 169 pieds de long, 30 pieds de bau et 13p,10p de creux; machine compound à deux hélices, puissance totale environ 750 chevaux. Tous deux sont munis de fanaux électriques et de projecteurs. De puissants appareils de levage pour les bouées y sont établis, ainsi que de très spacieux logements pour l'inspecteur des phares, qui est un officier de Marine détaché généralement pour trois ans, pour les officiers et l'équipage : on y trouve aussi des logements supplémentaires pour ouvriers, lampistes, etc. Les installations les plus notables sont une machine à gouverner à vapeur, un guindeau à vapeur, des stoppeurs automatiques pour remorquer, et un large approvisionnement d'eau douce.

Ces navires sont construits en vue d'une vitesse économique de 12 nœuds, et de 15 nœuds en cas d'urgence. Le service dans certains districts nécessite que ces navires naviguent une saison ou même une année entière, et par suite des logements confortables sont nécessaires. Beaucoup de ces navires sont munis de canots à pétrole ou à vapeur, pour pénétrer dans les bas-fonds. Ces petites embarcations, non pontées, sont des aides fort utiles, et suppriment l'emploi pénible et lent des embarcations à rames. Les navires sont construits avec des échantillons très robustes pour leur taille, et armés d'une façon très complète. Tous les navires nouveaux du service sont construits de manière à pouvoir être employés comme canonnières en cas de besoin. Quelques-uns ont rendu des services appréciés dans la dernière guerre.

LES

INSTALLATIONS ÉLECTRIQUES

A L'ARSENAL DE LISBONNE

ET

A BORD DU CROISEUR « RAINHA D^A AMELIA »,

PAR M. CRONEAU,
Ingénieur en chef de la Marine,
Directeur de l'Arsenal de Lisbonne

L'étude que nous avons l'honneur de présenter traite de deux choses bien différentes : les installations électriques à terre dans l'arsenal de Lisbonne, les installations électriques à bord du croiseur *Rainha D^a Amelia*. Avant de commencer cette étude sommaire, il nous paraît bon de dire quelques mots des motifs qui nous ont conduit à entreprendre ces installations et qui nous engagent à les décrire aujourd'hui.

L'idée qui a présidé depuis de longues années à nos travaux a été exposée par nous devant l'Association technique maritime dans sa réunion de 1895, en une Note intitulée : *La complication des navires de guerre, ses causes et ses remèdes*. Le remède principal que nous avons indiqué consistait dans l'emploi de l'électricité à bord pour tous les services de la coque, en profitant de l'adaptation si simple des manœuvres à bras aux appareils mus électriquement, pour parer dans beaucoup de cas aux avaries possibles.

Envoyé, il y a trois ans, auprès du Gouvernement Portugais pour prendre la direction de l'arsenal de Lisbonne, nous nous sommes trouvé tout naturellement appelé à réaliser cette idée de la suppression absolue des sources de chaleur au dehors des chambres de machines et de chaudières, que nous avions exposée en 1895. Nous y avons été d'autant plus poussé que nous étions mieux à même de juger combien les élévations de température causées

par les tuyautages de vapeur étaient préjudiciables sur des navires de tonnage modéré, à ce point que bien souvent, pour ne pas dire le plus souvent, afin d'éviter les détériorations possibles des poudres, on était amené, sur les navires existants, à gouverner à bras. Aujourd'hui, le premier des navires auxquels nous songions alors existe, grâce au concours précieux de MM. Sautter-Harlé; ce croiseur n'a pas un tuyau de vapeur en dehors des cinq chambres des chaudières, des machines et des dynamos; tous ses appareils auxiliaires de coque, sans exception, sont électriques, y compris le cabestan et l'appareil à gouverner; le navire en question, qui va entrer en expériences, représente la réalisation complète de nos idées appliquées à des bâtiments de petit tonnage, et, dans les essais qui vont être faits, nous avons, malgré la difficulté du problème, la certitude du succès, dont le nom de MM. Sautter-Harlé est la meilleure garantie.

En même temps que nous construisions le croiseur *Rainha Dª Amelia* dans cet ordre d'idées, il y avait à former le personnel en vue de cet objectif. Il setrouvait que tous les moteurs d'ateliers ou leurs chaudières étaient à bout de service. Ayant à les renouveler, nous avons été amené à généraliser l'emploi de l'électricité dans nos installations à terre, et nous sommes arrivé à avoir des installations assez complètes pour un petit arsenal, et uniquement électriques. C'est pour cela que nous commencerons par dire quelques mots des installations à terre, tout en mettant bien en évidence que le but que nous avons cherché avant tout, et celui que nous nous efforcerons de poursuivre, est la simplification des navires, et leur moindre prix de revient, avec une plus grande sécurité dans le combat, ainsi que dans les échouages et les abordages.

Installation électrique de l'arsenal de Lisbonne.

La transformation de l'arsenal de Lisbonne était d'autant plus difficile, que l'arsenal est placé en pleine ville, dans un espace restreint, qui sera un peu augmenté par les travaux du port de Lisbonne, quand ils seront terminés dans un certain temps, mais qui, même à ce moment, sera peu étendu. Il fallait donc tirer du terrain tout le parti possible.

L'emploi de l'électricité était tout indiqué dans ces circonstances. Il permettait, en effet, de profiter de tout l'espace occupé par les moteurs à vapeur et les chaudières, les moteurs électriques prenant peu de place, et pouvant être installés à une certaine hauteur sans inconvénient. D'autre part, il nous facilitait l'utilisation d'un assez grand terrain situé près du bassin, pour en faire un atelier de chaudronnerie. Nous avions, à côté de cet emplacement, un nouvel édifice, dont nous voulions faire l'atelier des bâtiments en fer, et ces deux ateliers pouvant se prêter un concours utile à cause de la similitude de leur outillage, nous désirions installer à cet endroit le nouvel atelier de

chaudronnerie, pourvu d'un outillage moderne n'existant pas dans l'ancien, qui disposait seulement d'une chanfreineuse et de quelques flexibles. Or, de grandes pompes à balancier avec deux chaudières occupaient une grande partie de cet espace. Nous avons pu, en substituant aux vieilles pompes hors d'usage, qui n'épuisaient que fort lentement, de puissantes pompes électriques placées sous le sol, profiter de tout ce terrain.

Non seulement le gain d'espace réalisé, grâce à l'emploi d'une station centrale et de moteurs électriques, a été considérable, mais cette manière de procéder nous a permis de mener à bien nos travaux de reconstruction, sans aucune interruption dans le fonctionnement des divers ateliers. Les machines à vapeur et les chaudières encombrantes n'auraient pas permis de continuer à faire fonctionner les lignes d'arbres, pendant que l'on établissait les fondations, et que l'on construisait les fermes de nouveaux ateliers sur l'emplacement d'anciens. Au contraire, les moteurs électriques, peu encombrants, faciles à déplacer, se sont prêtés merveilleusement à ce que cette transformation s'effectuât sans aucun arrêt.

Il serait fastidieux d'entrer dans le détail des avantages locaux que nous a donnés l'emploi de l'électricité pour le transport de force. Mais, ce que nous devons dire, c'est que, sans insister sur l'économie considérable que ce mode de transmission a donnée comme charbon et comme personnel, nous avons pu, grâce à son emploi, utiliser d'une manière bien plus complète un espace restreint, et effectuer la transformation radicale de l'arsenal, sans qu'aucun atelier cessât de fonctionner.

Nous ajouterons, de plus, que cela nous a permis de nous rendre compte mathématiquement, à l'aide d'enregistreurs placés au tableau de la station centrale, de la dépense réelle d'électricité aux divers moments de la journée, et de modifier certaines habitudes ou certains règlements, de manière à augmenter la production en connaissance de cause, et ensuite apprécier les résultats obtenus.

Nous tâcherons de donner, aussi succinctement que possible, une idée de l'installation actuelle. Afin de simplifier cet exposé, nous comprendrons dans cette description quelques machines qui ne sont pas encore installées, mais le seront sous peu, notamment une grue de la maison Daydé et Pillé, qui a été étudiée pour nous, et qui est particulièrement intéressante. Mais l'emploi de l'électricité sera encore appelé à se développer dans l'avenir, les ateliers à bois et la scierie étant destinés à être reconstruits, pour donner plus de place aux ateliers à métaux, et des câbles sous-marins devant être installés plus tard, pour permettre de travailler aux bouées les plus voisines de l'arsenal, dans de meilleures conditions, à bord des navires en grande réparation ou en construction, qu'on ne peut accoster la plupart du temps.

Voltage et mode de courant adoptés. — Avant de commencer la description de l'installation, il nous semble bon de dire, en quelques mots, les considé-

rations qui ont fait adopter le mode de courant et le voltage sous lequel se distribue le courant électrique.

Il s'agissait, comme on l'a vu, de donner le mouvement aux transmissions d'ateliers et à toutes les machines-outils en général, en remplaçant les vieilles machines à vapeur, qui, dans chaque atelier, remplissaient leur service à grand peine et avec une grande dépense de charbon et de main-d'œuvre. Les machines à vapeur et les chaudières d'ateliers étaient à bout, et ne marchaient qu'à force de raccommodages et de soins très onéreux. Il y avait aussi à fournir l'éclairage et l'énergie aux bâtiments en construction et au bassin, et à éclairer les ateliers.

Pour un tel problème, seule l'électricité pouvait être employée avantageusement. Restaient à choisir le mode de courant et la tension sous laquelle devait se faire sa distribution.

Le courant polyphasé, et en particulier le biphasé ou triphasé, était bien tentant pour une installation de ce genre. Les moteurs polyphasés exigent moins de surveillance et d'entretien, par suite de la suppression du collecteur et des balais. Mais d'un autre côté le démarrage en charge de ces moteurs nécessite quelques précautions particulières, qui ne sont pas toujours faciles à faire prendre à un personnel peu au courant.

Quoi qu'il en soit, le courant continu a été adopté pour les raisons suivantes : d'abord pour nous permettre de charger directement une batterie d'accumulateurs, qui était prévue pour l'éclairage de nuit de l'arsenal, ensuite pour éviter tout ennui pour le démarrage des moteurs d'ateliers et autres, destinés à être manœuvrés par des ouvriers qui n'avaient pas idée d'un moteur électrique. Enfin, à ce moment, les moteurs de M. Boucherot, qui nous inspiraient la plus grande confiance pour l'emploi du courant polyphasé, coûtaient plus cher que ceux à courant continu.

Une distribution à 3 fils, ayant 240 volts entre les fils extrêmes, a été adoptée. Cette disposition nous permettait d'avoir du courant à 120 volts pour l'éclairage en employant les lampes courantes, les moteurs fonctionnant sous 240 volts, et cela sans que la dépense de cuivre de la canalisation fût hors de proportion avec le prix du reste du matériel.

Station centrale. — La station centrale comprend deux groupes électrogènes, formés chacun par une turbine de Laval de 200 chevaux, actionnant une dynamo à double induit, pouvant débiter 600 ampères sous 240 volts. Le choix des turbines a eu pour raison non seulement leur prix d'établissement, mais surtout l'objectif d'habituer le personnel à des moteurs dont l'usage est appelé à se répandre. Depuis qu'elles sont installées, elles ont eu à subir certains à-coups, difficiles à éviter dans un arsenal en cours d'installation, et où n'existait pas au début le volant formé depuis par les accumulateurs. Nous avons trouvé ces appareils moins délicats qu'on n'aurait pu le craindre.

La vapeur est fournie par deux chaudières, système Niclausse, pouvant débiter 3000^{kg} de vapeur à l'heure à la pression de 12^{kg}.

Les dynamos sont à six pôles, excitées en dérivation et munies de balais en charbon.

Le tableau de distribution est muni de trois barres de distribution. Chaque induit aboutit à deux barres intermédiaires, et distribue du courant sous 120 volts à ces deux barres, les deux induits de chaque dynamo étant en série sur les barres extrêmes, et y distribuant du courant sous 240 volts.

Les deux dynamos peuvent être réunies en quantité sur les barres du tableau, ce qui permet d'utiliser à un moment donné un débit de 1200 ampères.

Une batterie d'accumulateurs d'une capacité de 750 ampères-heures sous 240 volts, au débit normal de 150 ampères, est constamment reliée aux barres du tableau pendant le fonctionnement des machines. Elle travaille ainsi en parallèle avec le groupe électrogène en service, et évite à celui-ci les forts à-coups occasionnés par la mise en marche ou l'arrêt des gros moteurs. La nuit, elle peut suffire au travail d'un atelier et à l'éclairage des rues de l'arsenal.

Moteurs d'ateliers. — Les moteurs d'ateliers, presque tous de la maison Gramme, sauf quelques-uns de la Société d'Éclairage électrique, et quelques autres qui existaient, et que nous avons transformés nous-même pour les faire marcher au voltage voulu, fonctionnent tous sous 240 volts. Leur vitesse varie de 400 à 600 tours par minute suivant leur puissance. Ils sont munis de balais en charbon et de paliers à graissage à bague. En général, ils entraînent par courroie les transmissions d'ateliers ou de machines-outils. Quelques-uns pourtant commandent directement leur machine-outil, sans l'intermédiaire de courroie; tels sont les moteurs de scies à rubans des ateliers à bois, les moteurs des grosses machines-outils des ateliers des bâtiments en fer et des machines, et les moteurs des ventilateurs.

Les plus gros moteurs d'ateliers peuvent fournir 35 chevaux sur leur poulie. Ce sont les moteurs des ateliers de menuiserie et de bâtiments en fer. Les autres sont presque tous de 15 chevaux. On a été guidé dans le choix de la puissance des moteurs à la fois par la force à fournir, et par la nécessité d'avoir des moteurs semblables, afin de pouvoir constituer sans trop de frais un approvisionnement de rechange, qui était indispensable à cause de l'éloignement des centres de fabrication.

Les moteurs des différents ateliers sont répartis de la façon suivante :

Atelier de menuiserie. — Un moteur de 35 chevaux actionne les lignes d'arbres (1), un moteur de 5 chevaux actionne une scierie verticale à placages.

---

(1) Ce moteur donne également le mouvement aux lignes d'arbres de la Direction d'Artillerie, qui est adjacente à l'atelier de menuiserie.

Atelier de scierie. — Un moteur de 20 chevaux commande les lignes d'arbres.

Ateliers de modèles et de poulierie. — Un moteur de 15 chevaux actionne la transmission; un moteur de 3 chevaux commande directement une scie à rubans.

Atelier d'embarcations. — Un moteur de 3 chevaux actionne directement une scie à rubans.

Atelier de voilerie. — Un moteur de 2 chevaux fait marcher deux machines à coudre les voiles de canots, les tentes et les hamacs; il est susceptible de faire mouvoir huit à dix machines dans un certain temps.

Atelier des bâtiments en fer. — Un moteur de 35 chevaux commande les lignes d'arbres. Un moteur de 17 chevaux fait mouvoir directement par engrenages une grosse cisailleuse. Un moteur de 22 chevaux et un de 5 chevaux actionnent directement par engrenages une puissante machine à cintrer les tôles. Le moteur de 22 chevaux commande les deux rouleaux inférieurs de la machine; le moteur de 5 chevaux élève ou abaisse le rouleau supérieur, suivant le cintre à donner aux tôles.

Ces deux machines-outils étaient primitivement mues par des moteurs à vapeur; nous les avons remplacés par des moteurs électriques, pour n'être pas tenu d'avoir d'autres chaudières en service que celles de la station centrale.

Un ventilateur électrique alimente les forges des bâtiments en fer.

Atelier de chaudronnerie. — Un moteur de 20 chevaux actionne les lignes d'arbres. Deux ventilateurs électriques alimentent les forges de cet atelier. Un pont roulant électrique de 20 tonnes, du type à trois moteurs construit par M. Leblanc, dessert cet atelier.

Atelier des machines. — Quatre moteurs de 15 chevaux actionnent les lignes d'arbres. Chacun de ces moteurs commande une transmission distincte; mais deux d'entre eux peuvent suffire pour actionner un ensemble de trois lignes d'arbres, situées dans l'atelier de machines proprement dit, lesquelles sont alors reliées deux à deux par des courroies; un des moteurs peut ainsi être immobilisé par suite d'avaries, sans que l'atelier reste stoppé. Un moteur de 15 chevaux commande directement une grosse machine à raboter placée dans la halle de montage, où est également la quatrième ligne d'arbres.

Un pont roulant de 20 tonnes, absolument semblable à celui de la chaudronnerie, parcourt cette halle de montage.

Ateliers de forges et de fonderie. — L'air est fourni aux ateliers de forges et de fonderie par deux ventilateurs électriques, pouvant débiter chacun 12000^{mc} d'air à la pression de 170^{mm} d'eau à la buse de sortie. Un seul est suf-

fisamment puissant pour desservir les deux ateliers en temps ordinaire; le second sert de rechange en cas d'avarie du premier. Ils peuvent être mis en service ensemble, lorsqu'il y a à procéder à de grosses coulées.

Deux ponts roulants de 20 tonnes, semblables aux précédents, desservent l'un l'atelier de fonderie, et l'autre celui des grosses forges.

Atelier de zingage. — Le zingage des tôles et de toutes les pièces à zinguer se fait électriquement. Une dynamo-galvano, pouvant donner 2000 ampères sous 6 volts, fournit le courant nécessaire à la cuve de zingage. Cette dynamo est mue directement par un moteur électrique calé sur le même arbre, d'une puissance de 20 chevaux, et recevant directement le courant de la station centrale sous 240 volts. Un autre moteur de 20 chevaux actionne une pompe qui comprime l'air nécessaire au décapage, lequel se fait au jet de plomb ou de sable.

Appareils divers. — Il existe, en outre, en différents points de l'arsenal des appareils qui sont également mus électriquement, les principaux sont les suivants :

Pompes d'épuisement du bassin de radoub. — L'épuisement du bassin de radoub est fait par des pompes centrifuges mues par moteurs électriques, qui ont été établies à une hauteur de 3^{m} au-dessus du niveau du fond du bassin sur une plate-forme étanche, construite dans le puits où se faisait déjà autrefois l'épuisement. L'installation comprend :

1° Pour l'épuisement du bassin, deux pompes centrifuges tournant à une vitesse moyenne de 310 tours, pour un débit de 475^{lit} par seconde, et un chauteur d'élévation variant de $5^{m},35$ à $11^{m},15$; ces pompes sont commandées chacune directement par une dynamo shunt, recevant du courant sous 240 volts. Le débit moyen de chaque moteur est de 400 ampères;

2° Pour l'asséchement journalier, deux pompes centrifuges tournant à une vitesse moyenne de 1500 tours, pour un débit moyen de 50^{mc} d'eau à l'heure, à une hauteur d'élévation maxima de $11^{m},15$, commandées directement par un moteur électrique shunt recevant le courant sous 240 volts.

Grue électrique. — Une grue électrique de quai du type à plaque tournante, destinée au déchargement du matériel de l'arsenal.

Cette grue est mue directement par un moteur électrique, par l'intermédiaire duquel elle reçoit non seulement le mouvement de commande du treuil pour le hissage, mais aussi son mouvement d'orientation.

Elle répond aux données suivantes :

Volée maxima ou distance du crochet de suspension à l'axe de la grue.....	$5^{m},50$
Hauteur du crochet de suspension au-dessus du sol, correspondant à la volée maxima.....	$5^{m},00$
Poids maximum à soulager.....	6 tonnes
Vitesse de montée.....	$2^{m},50$ par minute

Pour des charges de 3000^{kg} et au-dessous, la vitesse de montée peut être portée à 5^{m} par minute. Le changement de vitesse s'obtient par la manœuvre d'un sabot d'embrayage mobile.

Le mouvement d'orientation s'obtient par la manœuvre d'un embrayage à double cône.

La grue est manœuvrable à bras d'hommes.

Cabestan électrique. — Un cabestan électrique placé en tête du plan incliné du bassin de radoub.

Ce cabestan a sa seule poupée au-dessus du sol. Il reçoit son mouvement d'un moteur électrique placé au-dessous.

La puissance du moteur est de 7 chevaux, en absorbant 6400 watts sous 240 volts.

Il répond aux conditions suivantes :

Vitesse de traction pour un effort de 500^{kg} à la périphérie de la poupée.....	0^{m},40 par minute

On peut accidentellement atteindre un effort de traction de 1500^{kg}, avec une vitesse de 0^{m},20 par seconde.

Treuil du plan incliné. — Un treuil destiné à hisser les chaloupes et les petits navires sur cale sèche.

Ce treuil commandé électriquement possède une force de traction de 30000^{kg}, avec une vitesse de montée de la charge de 1^{m} par minute, et soulage la demi-charge avec une vitesse double. Le levage du navire a lieu par chaine sans fin calibrée, laquelle est actionnée par le palan à noix du treuil.

Le moteur électrique a une puissance effective de 23 chevaux, et fonctionne sous 240 volts.

Treuil de l'appontement. — Un treuil électrique pour l'embarquement ou le débarquement d'objets d'un poids inférieur à 8 tonnes.

Ce treuil à tambour horizontal est établi dans les conditions suivantes :

Poids maximum à soulager.....	8000^{kg}
Vitesse de montée de cette charge.....	2^{m},50 par minute

Cette vitesse peut être portée à 5^{m} par minute, pour une charge de 4000^{kg} et au-dessous.

Le moteur électrique fonctionne sous 240 volts. Au moyen d'un rhéostat, on peut graduer la vitesse.

Le treuil peut tenir la charge avec une vitesse nulle, et l'on peut laisser dévirer lentement la charge avec la dynamo, qui fait office de frein électrique.

Outillage électrique des navires en construction. — Pour les navires en construction, l'arsenal possède un matériel d'éclairage électrique, des moteurs électriques de différentes puissances pour actionner divers outils (ceux qui servent par exemple à l'alésage des arbres porte-hélice, etc.), et une

série de perceuses électriques de différentes puissances, et de porte-outils à adhérence magnétique.

Les perceuses rendent de grands services à bord, où on les transporte et les installe facilement dans n'importe quelle partie du navire, mais elles exigent l'emploi de flexibles et de porte-outils. Les flexibles sont coûteux et s'avarient souvent. Le porte-outil nécessite un calage ou une installation spéciale, pour permettre le serrage de l'outil, installation qui prend du temps. Pour le travail d'une perceuse électrique avec son flexible et son porte-outil, il faut deux hommes.

Nous avons imaginé pour le perçage des ponts une brouette électrique particulière, qui supprime le flexible, contient tous les appareils nécessaires au perçage à bord et qui est facilement manœuvrable par un seul homme, étant très légère.

Cette brouette électrique, que nous avons fait breveter, après l'avoir construite et essayée à l'arsenal de Lisbonne, comprend une plaque de tôle ayant à sa partie supérieure une perceuse électrique ordinaire, actionnant par l'intermédiaire d'un accouplement élastique ou rigide un porte-outil. A la partie inférieure et du côté opposé au porte-outil, la plaque repose sur une roue; du côté du porte-outil, et ayant leurs axes dans le même plan vertical que l'axe de l'outil, sont fixés deux électro-aimants d'adhérence, dont la partie inférieure forme avec la partie inférieure de la roue un plan perpendiculaire à l'axe du foret; la brouette repose sur ces trois points; dans le prolongement de la plaque de tôle sont fixés deux leviers, qui supportent une petite planchette, sur laquelle l'ouvrier s'assoit, et surveille commodément son travail. Le rhéostat de mise en marche de la perceuse et des électro-aimants est fixé contre les leviers, à proximité de la main de l'ouvrier.

Cette brouette roule sur sa roue de l'avant comme les brouettes ordinaires; celles que nous avons nous ont rendu de grands services, et économisé beaucoup de temps et de main-d'œuvre.

Installation électrique du croiseur « Rainha Dª Amelia ».

L'installation électrique du croiseur *Rainha Dª Amélia* est caractérisée par le fait, que tous les appareils auxiliaires sans exception placés hors des chambres de machines motrices et de chaudières sont mus électriquement.

Aucun tuyau de vapeur ne sort des chambres de machines principales et de chaudières.

Grâce au remplacement absolu de la vapeur par l'électricité pour le service des auxiliaires, nous avons obtenu les sérieux avantages suivants :

1° *Suppression des sources de chaleur* pour les compartiments qu'il aurait fallu faire traverser par des tuyaux de vapeur, sources de chaleur qui peuvent devenir très dangereuses, quand elles se trouvent dans des compartiments renfermant les munitions, ou bien trop voisins des soutes à charbon;

2° *Suppression des accidents*, malheureusement fréquents, amenés par la rupture d'un de ces tuyaux dans un local où se trouve du personnel;

3° *Grande simplification dans l'installation à bord.* — Jusqu'à présent les navires de guerre ont été pourvus de deux et même de trois conduites d'énergie aux moteurs des auxiliaires, conduite d'électricité, conduite de vapeur et conduite d'eau pour les moteurs hydrauliques; il en résulte une grande complication pour l'installation à bord, et cela rend difficile la connaissance parfaite de ces conduites par le personnel naviguant. Le remplacement de ces trois conduites par une seule électrique, en simplifiant l'installation générale, ne nous a pas amené à compliquer la canalisation électrique, qui est au contraire plus simple que celle habituellement employée jusqu'ici sur les navires de guerre. En effet, au lieu d'avoir une canalisation formée d'une série de circuits principaux dits *circuits de jour, de nuit, de combat,* etc., nous avons simplement deux canalisations principales, l'une à tribord, l'autre à bâbord sous le pont cuirassé, sur lesquelles sont branchées les dérivations alimentant les divers appareils;

4° *Faculté de continuer à se servir des appareils, même si un compartiment où passe la canalisation vient à être rempli d'eau.* — L'installation de la canalisation est faite de telle sorte que l'envahissement par l'eau d'un compartiment qu'elle traverse n'empêcherait pas le fonctionnement des appareils placés au delà de ce compartiment, ce qui ne pourrait avoir lieu avec le tuyautage de vapeur, et ce qui est précieux pour l'épuisement de la voie d'eau, et pour la manœuvre du gouvernail;

5° *Habitabilité.* — Enfin l'habitabilité est bien améliorée par la suppression des tuyaux de vapeur dans tous les locaux habitables. D'ordinaire les tuyaux qui aboutissent soit à l'atelier des mécaniciens, soit aux treuils d'embarcations, aux treuils à escarbilles, suffisent pour élever la température d'une façon désagréable dans les pays chauds. Avec la canalisation électrique cela n'est plus à redouter.

Usine électrique. — L'usine électrique est placée sous le pont cuirassé, dans un compartiment étanche adjacent aux compartiments des machines principales. Les conduites de vapeur sont donc très courtes.

Cette usine électrique est constituée par trois groupes électrogènes, composés chacun d'une dynamo de 400 ampères, 82 volts, mue par une turbine à vapeur système Rateau.

La dynamo est hypercompoundée; elle est formée par deux induits, pouvant fournir en service courant et continu 400 ampères sous 82 volts, et exceptionnellement pouvant subir des à-coups de 500 ampères pendant une heure. Les balais sont à calage constant, quelles que soient les variations de charge.

La vapeur est amenée aux turbines à une pression de 15^{kg}. Chaque turbine commande par engrenages sa dynamo à double induit. Un régulateur de pré-

cision maintient rigoureusement la vitesse à moins de 1 pour 100 près, en plusou en moins, de la vitesse normale, pour de brusques variations de charge de 100 ampères.

Une petite pompe système Rateau, mue par chaque turbine, assure un graissage continu de toutes les articulations.

En temps ordinaire, il n'y a besoin que d'une dynamo génératrice pour assurer le service du bord. En cas de fonctionnement du guindeau ou d'autres gros appareils, deux génératrices sont nécessaires. En général, quelles que soient les conditions dans lesquelles puisse se trouver le navire, un débit de 800 à 1000 ampères suffit pour le fonctionnement de tous les appareils dont on peut avoir besoin en même temps, y compris l'éclairage et les projecteurs. Ce débit peut toujours être assuré par deux ensembles, le troisième sert de rechange.

Tableau de répartition. — La distribution générale est basée sur le couplage en quantité des dynamos, couplage qui se fait sans difficulté, bien que les génératrices soient excitées en compound, grâce aux bons régulateurs de vitesse, et à des commutateurs de couplage spéciaux et d'un très bon fonctionnement.

Le tableau comporte pour chaque dynamo un commutateur spécial bipolaire, composé essentiellement de deux leviers articulés dans les mâchoires de deux peignes, reliés respectivement à chacune des deux barres de prise de courant du tableau.

On ne peut mettre chaque commutateur en communication avec les barres du tableau, que quand la dynamo à laquelle il est relié tourne à une vitesse correspondant au voltage normal de 80 volts. A ce moment le fonctionnement d'un électro-aimant en dérivation aux bornes de la dynamo attire un doigt, qui empêchait jusque-là le commutateur d'agir.

Deux dynamos étant couplées en parallèle sur les barres du tableau, si, pour une cause quelconque, la vitesse et, par suite, le voltage de l'une diminue d'une façon sensible, son commutateur la reliant au tableau fonctionnera automatiquement pour rompre cette communication, dès que le courant qu'elle envoie au tableau se rapprochera de zéro. Le fonctionnement d'un électro-aimant en série sur le circuit, qui relie la dynamo au tableau, maintient les deux leviers du commutateur dans leurs peignes respectifs, quand la dynamo débite; quand le débit devient presque nul, l'électro-aimant n'est plus suffisant pour résister à l'effort de deux ressorts antagonistes, qui retirent les leviers de leurs peignes.

En un mot, les dispositions générales sont prises pour que toute fausse manœuvre soit à peu près rendue impossible.

Quatre commutateurs bipolaires à rupture brusque, disposés de chaque côté du tableau, envoient le courant dans les deux circuits de bâbord et tribord subdivisés, par suite de la disposition du compartiment, en quatre parties : tribord *V*, tribord *R*, bâbord *V*, bâbord *R*.

Le tableau porte en outre deux autres commutateurs bipolaires à rupture brusque : l'un dessert une grosse pompe d'épuisement, dont le moteur est placé dans le compartiment même des dynamos, et qu'il s'est trouvé ainsi plus simple d'alimenter directement par le tableau de répartition; l'autre dessert le moteur du guindeau et celui du treuil d'embarcations, qu'on a jugé préférable d'alimenter directement par une canalisation spéciale, distincte de la canalisation protégée, pour les raisons suivantes. Ces appareils exigent de forts débits, et, si on les avait greffés sur la canalisation principale protégée, on aurait été conduit à augmenter d'une façon sensible la section déjà forte de cette canalisation; de plus, ces appareils placés sur le pont supérieur sont très exposés, ainsi que leurs canalisations, en cas de combat; nous avons par suite préféré séparer dès l'origine leur canalisation de la canalisation protégée, alimentant le servo-moteur du gouvernail et les autres appareils vitaux du navire. Le tableau de répartition est disposé de manière à permettre de pouvoir rendre complètement indépendants l'un de l'autre les deux circuits.

Canalisations et tableaux de distribution. — Ainsi que nous l'avons déjà dit, la distribution du courant aux différents auxiliaires du navire, à part le guindeau et le treuil d'embarcations, est faite par deux canalisations uniques placées sous le pont cuirassé, l'une à tribord, l'autre à bâbord. Ces canalisations sont formées par des câbles armés de deux rubans d'acier, d'un isolement de 3000 mégohms.

Dans chaque compartiment étanche du navire, des dérivations sont prises sur ces câbles, et viennent aboutir à des tableaux de distribution, ou tableaux secondaires, qui desservent, soit directement, soit par l'intermédiaire de tableaux tertiaires, les appareils placés dans ce même compartiment, et ceux des ponts supérieurs compris dans cette tranche du bâtiment. Ces câbles de dérivation sont armés, et semblables aux câbles principaux, mais de section appropriée aux besoins des appareils qu'ils desservent; ils passent par des coupe-circuits étanches avant d'aboutir aux Tableaux secondaires. Les greffes sont faites soigneusement; leur isolement est obtenu d'une façon parfaite par un procédé spécial, au moyen duquel les matières isolantes mises sur les greffes sont vulcanisées, et adhèrent parfaitement avec l'isolant primitif des câbles. Une protection métallique est donnée à ces greffes par l'enroulement des rubans d'acier qui avaient été coupés à cet endroit.

S'il survient une avarie quelconque dans les appareils situés dans un compartiment, ou s'il se produit une voie d'eau, les fusibles des coupe-circuits étanches fondent, et la canalisation principale reste complètement isolée, et continue à transmettre le courant au delà de cette tranche du navire.

Dans chaque compartiment étanche il y a deux tableaux secondaires, entre lesquels sont répartis les appareils à desservir; l'un reçoit le courant du cir-

cuit de bâbord, l'autre de tribord. Ces deux tableaux sont reliés entre eux par des câbles, dits *de secours*, qui leur permettent de recevoir le courant d'une seule canalisation principale, en cas d'avarie dans l'autre.

Les câbles sont posés directement sur la coque métallique, et fixés au moyen de crampons d'acier. Les fils de dérivation des lampes sont protégés par un tube de plomb, et posés aussi directement sur la tôle. Les boiseries dans lesquelles étaient placés les câbles, ordinairement employées à bord, sont ainsi évitées.

Les câbles à conducteurs multiples, tels que ceux des transmetteurs d'ordres aux machines et à la barre, et ceux de manœuvre directe de la barre, qui, formés d'une série de conducteurs réunis dans une même gaine, n'ont pas pu recevoir en fabrique de protection métallique, sont seuls placés sur tasseaux de bois.

Appareils récepteurs. — Les appareils récepteurs électriques du navire sont :

Les lampes pour l'éclairage intérieur et extérieur, et, en général, tous les feux de route, de position, etc.;

Les projecteurs;

Les transmetteurs d'ordres;

Enfin, tous les moteurs des différents appareils auxiliaires nécessaires pour le service du bord.

Éclairage. — L'éclairage intérieur est obtenu par 250 lampes à incandescence de 10 bougies, 80 volts.

L'éclairage extérieur comprend les trois feux de navigation, le feu de mouillage, de remorque, obtenus par lampes à incandescence de 30 et 50 bougies, 75 volts; il comprend aussi deux réflecteurs pour travaux de nuit, comportant chacun 7 lampes à incandescence de 50 bougies, 75 volts.

Les projecteurs sont au nombre de trois, placés deux à l'avant sur la passerelle, l'un à tribord, l'autre à bâbord, le troisième sur le mât arrière; ce dernier peut être manœuvré électriquement à distance; tous trois peuvent fonctionner à deux intensités différentes, 45 et 75 ampères, intensités qui correspondent respectivement aux intensités lumineuses de 1600 et 3000 becs Carcel.

Il y a, de plus, une illumination de fête, réalisée au moyen de 700 lampes à incandescence de 5 bougies.

Transmetteurs d'ordres. — Les transmissions d'ordres aux machines et à la barre se font électriquement, par des transmetteurs du système habituellement employé en France, et comprenant, pour chaque poste transmetteur et son récepteur, une série de lampes à incandescence montées deux à deux en tension, les deux lampes du transmetteur et du récepteur marquant toutes deux la même indication. L'allumage de ces lampes indique l'ordre à exé-

cuter. Le poste récepteur comprend en plus une sonnerie d'attention, qui fonctionne dès qu'un ordre est transmis.

Machines auxiliaires. Appareils de pompage. — A part les appareils de pompage spéciaux au service des machines et des chaufferies, qui sont placés dans les chambres des appareils moteur et évaporatoire, les appareils de pompage pour le service du navire sont tous mus électriquement, et se décomposent ainsi :

Une pompe d'épuisement en cas de voie d'eau. — Cette pompe est du genre centrifuge, type Rateau, à axe vertical. Elle est placée à l'arrière du compartiment des machines principales; son moteur électrique, auquel elle est reliée directement par un arbre vertical, est dans le compartiment des dynamos. Elle peut débiter 400 tonnes d'eau à l'heure, à une hauteur totale de 8^{m}. Le moteur électrique est du type Sautter-Harlé, multipolaire, à balais en charbon et à calage fixe. Le débit en ampères absorbé pour le travail maximum de la pompe est de 250 ampères sous 80 volts. Les conditions d'installation sont celles qui ont été préconisées par M. le Directeur des Constructions Navales de Maupeou.

Deux pompes de service et d'incendie. — Ces deux pompes sont placées l'une à l'avant, l'autre à l'arrière du navire. Chacune d'elles peut débiter 15^{mc} d'eau à l'heure, à une hauteur totale d'aspiration et de refoulement de 12^{m}. En cas d'incendie, elles peuvent refouler cette quantité d'eau à une pression représentée par une colonne d'eau de 40^{m} de hauteur. La pompe est formée par un corps de pompe à piston en bronze, mue par un moteur électrique, avec intermédiaire d'un jeu d'engrenages, bielle et manivelle.

Le moteur électrique est du système bipolaire à anneau Gramme, à balais en charbon. La consommation en ampères est de 25 ampères sous 80 volts, pour le débit de 15^{mc} à 12^{m}, et de 45 ampères, pour le débit de la même quantité d'eau à 40^{m} de hauteur.

Pompe à eau douce. — Le service d'eau douce est fait par une petite pompe d'un débit de 3000^{lit} à l'heure, à une hauteur totale d'aspiration et refoulement de 10^{m}.

Cette pompe est centrifuge. Elle est mue directement par un moteur électrique calé sur le même arbre que la turbine.

Le nombre d'ampères absorbés par le moteur pour le plein travail de la pompe est de 15 ampères sous 80 volts.

La pompe refoule l'eau douce dans un réservoir placé au-dessus des cuisines. Par la combinaison d'un système de flotteurs, de leviers et de commutateurs manœuvrés par ces leviers, et actionnant eux-mêmes d'autres commutateurs à relais, la pompe se met en marche automatiquement quand le réservoir est presque vide, et se stoppe également automatiquement quand le réservoir est plein.

Pompe de compression d'air pour les torpilles. — La pompe de compression placée sous le pont cuirassé, peut comprimer 500^{lit} d'eau à l'heure à la pression de 100^{kg} par centimètre carré, en aspirant dans l'atmosphère.

Elle reçoit son mouvement directement d'un moteur électrique, par l'intermédiaire d'un train d'engrenages, d'un arbre à manivelles et de bielles.

Le moteur est du type bipolaire à induit Gramme et à balais de charbon. La consommation d'énergie électrique est de 200 ampères sous 80 volts, pour le plein travail de la pompe.

Treuils pour munitions. — Ces treuils sont au nombre de quatre, placés sous le pont cuirassé, à proximité des soutes qu'ils desservent. Ils sont du système Sautter-Harlé. Le moteur électrique transmet le mouvement au treuil par vis globique. Chacun répond aux données suivantes :

Poids des bennes munies des projectiles à monter	500^{kg}
Vitesse de montée des bennes.....	0^{m},40 par seconde
Consommation d'énergie du moteur de chaque treuil.....	80 ampères sous 80 volts

Les appareils de manœuvre comprennent un système de trois commutateurs à relais magnétiques système Sautter-Harlé, qui sont disposés pour introduire une résistance de démarrage au moment des mises en marche du treuil, et supprimer automatiquement cette résistance, quand le moteur a atteint sa vitesse normale, mettre en marche le moteur dans un sens ou dans l'autre pour la montée ou la descente de la benne, et enfin constituer un frein électrique au moment des arrêts.

Treuils escarbilleurs. — Ces treuils sont au nombre de quatre, un pour chaque chaufferie.

Poids maximum du seau plein.....	100^{kg}
Vitesse d'ascension.....	0^{m},35 par seconde
Consommation aux bornes du moteur.....	14 ampères

Chaque treuil est muni d'un frein automatique, qui empêche tout dévirage de la charge, quand l'électromoteur est au repos. Un commutateur d'arrêt automatique, fixé sur l'une des flasques du treuil, et dont le mouvement est solidaire de celui du tambour, stoppe immédiatement le moteur, quand le tambour a fait le nombre de tours et fractions de tour qui correspondent à la course totale du seau.

Guindeau cabestan. — Le guindeau cabestan est analogue aux guindeaux à vapeur que la maison Bossière a construits pour la marine Française, mais le moteur à vapeur est remplacé par un moteur électrique, qui transmet le mouvement au guindeau par l'intermédiaire d'une vis sans fin et d'un train d'engrenages. Un mécanisme très simple permet de débrayer l'arbre de la roue striée pour le cas de la manœuvre à bras, ou lorsque l'on doit mouiller.

Les données d'établissement de l'appareil sont les suivantes :

Effort exercé sur les barbotins....	Au dérapage.....	8300^{kg}
	Hissage de l'ancre...	4200^{kg}
Vitesse de montée correspondant à l'effort de 4200^{kg}.....		0^{m},15 par seconde
Énergie électrique absorbée par le moteur.....	Pour le dérapage....	550 ampères sous 80 volts
	Hissage de l'ancre...	350 ampères sous 80 volts

La principale difficulté de la manœuvre électrique des puissants appareils auxiliaires, tels que le guindeau et le treuil d'embarcations, est la grosse dépense d'énergie qu'exige leur moteur à un moment donné, dépense qui est souvent hors de proportion avec la puissance de la source d'énergie nécessaire en service courant. A bord du croiseur *Rainha D^a Amelia*, le guindeau peut, à un moment donné, absorber 44000 watts, alors que la puissance individuelle de chaque source d'énergie n'est que de 40000 watts. Par suite, bien que chaque source puisse sans inconvénient donner pendant quelques minutes une surcharge lui permettant de fournir 50000 watts ou même plus, les à-coups occasionnés par le guindeau sont trop brusques et trop énergiques pour que l'on ne prenne pas quelques précautions spéciales.

Ces difficultés ont été surmontées de la façon suivante. D'abord, en ce qui concerne les génératrices, voici les précautions qui ont été prises. Ainsi que nous l'avons déjà dit, les deux gros moteurs du guindeau et du treuil d'embarcations ont leur canalisation spéciale complètement indépendante du circuit des autres appareils. Ce circuit aboutit sur le tableau de répartition à un moteur spécial, qui permet de le mettre en communication avec une, avec deux ou avec les trois sources d'électricité réunies en quantité, et constituant ainsi une seule source, permettant de disposer de 500, 1000 et 1500 ampères. En réalité deux sources sont suffisantes pour la manœuvre du guindeau et du treuil d'embarcations fonctionnant en même temps; grâce aux bons régulateurs de vitesse des turbines, et à la grande vitesse de rotation de ces dernières, dont les pièces en mouvement constituent un volant d'une grande puissance, les écarts de vitesse dangereux sont évités. La troisième source peut travailler d'une manière complètement indépendante sur le circuit du bord, qui n'a aucune perturbation à subir du fait du travail du guindeau ou du treuil. Le tableau de répartition, comme il a été dit, est disposé pour permettre de pouvoir rendre complètement indépendants l'un de l'autre les deux circuits : service général du bord, et guindeau et treuil d'embarcations.

En ce qui concerne le moteur, il est construit d'une façon très robuste; il est du type blindé de la maison Sautter-Harlé. Son enroulement est fait de telle sorte, que le couple moteur augmente considérablement, quand la vitesse diminue; sa vitesse varie avec la charge.

L'appareil de manœuvre du moteur est installé de manière à diminuer autant que possible les forts à-coups. Il comporte une série de commutateurs à relais, un commutateur manœuvré à main d'homme et lançant le courant dans les relais des commutateurs précédents, et enfin des résistances. Le

mouvement du commutateur dans un sens ou dans l'autre, exécuté par l'homme qui commande la manœuvre, lance le courant dans le relais de montée ou de descente, qui actionne son commutateur, lequel ferme le circuit du moteur en y introduisant toutes les résistances. A mesure, la manette du commutateur est écartée de la position de stop; il lance le courant dans les relais de commutateurs, qui suppriment successivement les résistances. De plus, trois commutateurs à relais ont le circuit de ces relais branchés de telle sorte que, quand le courant qui passe dans l'induit du moteur dépasse un certain chiffre, déterminé pour chaque commutateur, celui-ci introduit automatiquement une résistance dans le circuit du moteur.

Treuil d'embarcations. — Ce treuil est établi d'après les données suivantes :

Effort exercé sur le garant.....	17000^{kg}
Vitesse correspondant à cet effort.....	0^{m},60 par seconde
Intensité du courant en ampères.....	325 ampères

Le moteur électrique entraîne le treuil par l'intermédiaire d'engrenages. Les enroulements du moteur sont disposés avec les appareils de manœuvre pour réduire le plus possible les à-coups au moment du démarrage. Les appareils de manœuvre sont à peu près semblables à ceux du guindeau.

Le treuil est muni d'un frein automatique, qui empêche l'affalage de la charge à l'arrêt, et qui agit, quel que soit le sens de marche du treuil et le sens d'enroulement du garant sur la poupée.

Ventilateurs d'aération. — Les ventilateurs d'aération sont au nombre de trois. L'un, destiné à aspirer l'air chaud du compartiment des dynamos pour le refouler à l'extérieur, peut débiter 2500^{mc} d'air à l'heure à la pression de 25^{mm} d'eau à la buse de sortie.

Les deux autres peuvent débiter 10000^{mc} d'air à l'heure sous une pression de 20^{mm} d'eau. Ils sont destinés à refouler de l'air frais dans les différents compartiments du navire. L'un, placé à l'avant, dessert toutes les soutes et différents compartiments de l'avant; l'autre, placé à l'arrière, dessert les soutes, chambres et compartiments de l'arrière.

Ils sont du type Rateau, genre centrifuge.

Le moteur du ventilateur de 2500^{mc} absorbe 10 ampères. Ceux des ventilateurs de 10000^{mc} absorbent chacun 28 ampères.

Appareil frigorifique. — Un appareil frigorifique placé sur le pont blindé peut donner à l'allure normale 5^{kg} de glace à l'heure. Il est muni d'une armoire frigorifique comprenant soixante-dix mouleaux, une sorbetière et deux cases pour conserver les aliments. Un robinet permet de régler la température des compartiments à aliments.

L'appareil, du système Thirion, est mû directement par un moteur élec-

trique d'une puissance de 12 chevaux. A l'allure correspondant à la production maxima, le moteur débite 100 ampères sous 80 volts.

Moteur de l'atelier des mécaniciens. — Le moteur de l'atelier des mécaniciens est disposé pour pouvoir actionner, soit électriquement, soit à bras, les machines-outils du bord, qui comprennent un tour et une machine à percer.

Le moteur a une puissance suffisante pour absorber 30 ampères sous 80 volts, soit un peu plus de 3 chevaux. Il actionne, par l'intermédiaire d'un pignon en cuir et d'un jeu d'engrenages, la poulie qui entraîne par courroie l'arbre de transmission des machines-outils. L'arbre du moteur est muni d'un manchon permettant d'y adapter un flexible, la machine servant ainsi directement de machine à percer. Un débrayage permet de supprimer le moteur pour la manœuvre à bras.

Servo-moteur électrique du gouvernail. — L'appareil à gouverner est commandé directement de trois points différents du navire, par la manœuvre d'un simple commutateur.

Le système d'asservissement du moteur de l'appareil à gouverner est dû à MM. Sautter-Harlé. Le principe et le fonctionnement de ce système sont sommairement les suivants :

De l'un des postes de commande, qui est formé par un commutateur comportant une série de touches, correspondant aux diverses positions que peut occuper la barre du gouvernail du navire, on lance le courant dans un appareil comprenant un même nombre de touches que le poste de commande; ce courant fait mouvoir un petit moteur électrique, lequel, en tournant, agit par l'intermédiaire d'un train d'engrenages sur un commutateur, qui lui-même lance le courant de la source dans le moteur qui actionne l'appareil à gouverner. Le moteur principal, en tournant, actionne en sens inverse le train d'engrenages, qui commande son propre commutateur. Suivant que le mouvement donné au train d'engrenages par le moteur auxiliaire est prépondérant ou non, le commutateur supprime ou introduit des résistances dans le circuit principal. Le moteur principal actionne aussi une partie mobile de l'appareil à touches, relié directement au poste de commande, duquel est parti le courant, qui actionne le moteur auxiliaire.

Les choses sont réglées de telle sorte, que le courant du moteur auxiliaire sera coupé quand la barre sera venue occuper la position voulue. Le moteur principal, restant alors seul à manœuvrer le train d'engrenages qui commande son commutateur, le ramènera au zéro rapidement, en coupant ainsi son circuit.

Nous avons imaginé un système de servo-moteur électrique, qui, à notre avis, est beaucoup plus simple que le précédent, et que celui de la maison Kummer, lequel repose sur l'emploi d'embrayages magnétiques. Il sera appliqué sur un contre-torpilleur actuellement en construction à l'arsenal de Lisbonne.

Dans ce système, une série de touches fixes est en contact avec une pièce mobile, mue par une partie quelconque de l'appareil à gouverner, de telle sorte que chaque touche corresponde à une position déterminée de la barre, quand une partie isolante de la pièce mobile se trouve en regard de cette touche.

Le poste de commande comprend un commutateur muni d'un même nombre de touches que celles placées près de l'appareil à gouverner; les unes et les autres sont reliées électriquement.

Il suffit de placer la manette du commutateur sur une certaine touche, pour que le circuit du moteur du gouvernail soit fermé, et que celui-ci tourne dans un sens déterminé, jusqu'à ce que la partie isolante de la pièce commandée par l'appareil soit venue en regard de la touche correspondant à celle du poste de commande, sur laquelle a été placée la manette du commutateur.

Dans ce système, comme on le voit, il n'y a ni train d'engrenages, ni moteur auxiliaire, ni emploi d'embrayage magnétique, comme sur les servomoteurs expérimentés en Allemagne, et construits par la maison Kummer. Nous réalisons le servo-moteur sans moteur, l'asservissement étant obtenu par une pièce mécanique faisant partie intégrante de l'appareil lui-même, ce qui met à l'abri des avaries toujours possibles dans un moteur, et rend les réparations simples et faciles, même avec un personnel peu au courant, pour qui la réparation d'une dynamo peut offrir quelque difficulté.

Résumé. — Nous avons cherché, dans l'exposé qui précède, à montrer les avantages que nous a procurés l'emploi de l'électricité à terre et à bord.

A terre, grâce à l'installation que nous avons décrite, nous avons obtenu non seulement des avantages économiques sérieux au point de vue de la dépense de main-d'œuvre et de charbon, mais aussi, ce qui était particulièrement précieux dans le cas spécial où nous nous trouvions, un moyen d'utiliser sans perte de place un espace trop restreint, et d'en tirer parti comme nous n'aurions pu le faire avec des moteurs à vapeur.

A bord, l'emploi exclusif de l'électricité nous a permis de réaliser de la manière la plus complète sur le croiseur *Rainha Dª Amelia* les simplifications et la sécurité que l'on ne peut obtenir avec l'emploi d'appareils auxiliaires à vapeur. Nous regrettons de ne pouvoir encore donner les résultats des essais; mais ce que nous pouvons affirmer dès maintenant, c'est que nous avons trouvé, en dehors même des avantages incontestables à notre avis que présentera l'emploi en service, une notable économie dans les frais d'installation des appareils et de leur tuyautage, ce qui n'était pas négligeable avec le personnel restreint dont nous disposons.

Conclusions. — Les installations que nous venons d'exposer se rapportent sans doute à un arsenal et à un croiseur relativement petits; mais elles nous ont paru dignes d'intérêt, parce qu'elles ont le mérite d'être absolument com-

plètes. L'électricité est, à notre avis, tout aussi recommandable pour les grands arsenaux et les grands navires que pour les petits. Cependant nous pensons que plus les installations sont petites, plus son emploi s'impose, parce qu'elle permet de tirer du minimum de force le maximum de production.

A terre, nous en avons eu la preuve incontestable. A bord, il est de toute évidence que l'on peut sur de grands navires parer aux inconvénients majeurs de l'échauffement par les tuyaux de vapeur, tandis que, sur de petits bâtiments, il est impossible d'écarter les tuyaux des soutes à poudres et des locaux habités.

Les appareils du croiseur *Rainha D^a Amelia* nous paraissent devoir donner toute satisfaction. Sans doute certains d'entre eux pourraient encore être perfectionnés et étudiés pour peser un peu moins; ceux qui ont été entièrement étudiés par la maison Sautter-Harlé sont à ce point de vue et en ce qui concerne la manœuvre à bras, mieux appropriés à leur destination que ceux où la machine à vapeur a été remplacée presque sans modification par un moteur électrique. Mais comme ensemble et comme détails nous pouvons dire que l'installation est supérieure à ce que nous pouvions espérer.

L'autorité de M. le capitaine de vaisseau Conchas, Commandant de la *Maria-Tereza* à la bataille de Santiago, est venue redonner à cette question des appareils auxiliaires mus par l'électricité, et de la suppression absolue des tuyaux de vapeur en dehors des chambres de machines et de chaudières une impulsion nouvelle, et nous sommes heureux d'avoir pu montrer que les *desiderata* exprimés dans son bel ouvrage sur la dernière guerre navale ont été entièrement réalisés sur le premier croiseur protégé construit à l'arsenal de Lisbonne.

NOTES SUR LE RENFLOUAGE,

PAR M. DAVID-W. NOAKES,
Ingénieur.

Toutes les opérations, une seule exceptée, que je vais avoir l'honneur de porter à votre connaissance, ont été effectuées dans la Tamise.

Je suis nécessairement confiné dans la Tamise, par ce fait presque incroyable que, en dehors des limites de la *Thames Conservancy*, je ne connais pas d'outillage permettant de soulever un navire coulé, de 500^{tx} de gross-tonnage. J'emploie le mot *soulever* dans le sens littéral, et je ne parle pas des procédés par épuisement.

Le 13 janvier 1900, le *Journal du Commerce* de Liverpool publia un article rendant compte d'un essai infructueux de renflouage dans la Mersey d'un petit vapeur côtier, le *Coniston Fell*, de 300 tonnes (Reg. Ton.), démontrant que même un corps aussi riche que le *Mersey Dock and Harbour Board* ne possède pas en réalité un outillage de renflouage suffisant; ainsi que d'autres corporations du même genre, il a recours au procédé barbare consistant à faire sauter les navires coulés dans le chenal ou dans les endroits gênants. Bien que ce coûteux sacrifice de navires souvent précieux soit un moyen de se débarrasser jusqu'à un certain point des épaves, obstacles dangereux pour la navigation, il n'est toutefois admissible qu'en eau très profonde, à moins qu'on ne procède ensuite, avec soin et à grands frais, à l'enlèvement des débris.

Dans un Mémoire présenté à l'Institution des Civil Engineers, M. Chas.-Jas. More, Membre de l'Institution, et Ingénieur de la *Thames Conservancy*, donna pour le prix de revient des opérations pour un certain nombre de navires, d'un register tonnage moyen de 883 tonnes, 1040£ par navire, ou environ 23^{sh}, 6^{p} par tonne, le prix variant considérablement avec les conditions dans lesquelles se trouvait l'épave, temps, profondeur d'eau, position du navire et nature de cargaison. Le moins coûteux nécessita 330£ pour 924^{tx}, ou 7^{sh} 2^{p} par tonne; le plus cher fut un navire de 1100^{tx} à 49^{sh} par tonne.

Je me permettrai de croire que ce prix peut être avantageusement comparé à celui de la destruction par explosifs, surtout si l'on remarque que le renflouage sauve l'épave, appoint souvent considérable, tandis que l'explosion la détruit complètement. Il y a encore l'avantage qu'on ne laisse dans le chenal aucun débris dangereux pour l'ancrage, ou probablement gênant pour des opérations futures de renflouage.

Je me souviens qu'il y a deux ans, quand j'eus à m'occuper dans le Nord d'une épave, qui, malheureusement, était placée près des débris d'un navire qu'on avait fait sauter, les opérations furent constamment retardées, parce que nos chaînes et aussières se prenaient dans les débris, ou dans les nombreuses ancres et chaînes, que des navires avaient été obligés à diverses époques de laisser au fond, parce qu'elles étaient prises dans les débris.

La méthode d'explosion ne peut pas non plus être employée dans le voisinage de portes ou de quais, ou au-dessus d'un tunnel, comme ce fut le cas pour le *Locksley Hall* dans la Mersey; le risque de dommage pour les propriétés contiguës prohibe toute explosion. Et je me permets de penser que la méthode adoptée par la *Thames Conservancy,* soulèvement en bloc du navire coulé et de sa cargaison, n'est pas seulement la plus économique et la plus rapide, mais encore la plus parfaite pour maintenir les passes libres de toute obstruction.

Les naufrages de la Tamise peuvent en général être classés dans quatre catégories :

1° Navires qui après collision ont été mis au plein, de manière que la marée basse découvre la brèche et les ponts;

2° Navires dont les ponts sont totalement submergés;

3° Navires totalement submergés, et couchés sur le flanc;

4° Navires coulés les uns sur les autres.

Je me propose de vous présenter des exemples de chaque catégorie.

Lors des négociations pour l'achat du vapeur *Bretagne,* il fut nécessaire de le mettre au bassin pour la visite. Il n'avait qu'un mille à parcourir, mais avant d'en avoir fait la moitié, il fut abordé, et ouvert du pont au galbord. Le navire était de construction composite, et ne portait aucun chargement : il était près du rivage, où l'on eut juste le temps de l'échouer.

La brèche était très étendue, l'abordeur ayant frappé la *Bretagne* au maître, et ayant non seulement ouvert le flanc, mais pénétré jusque dans la chaudière.

Comme l'échouage fait immédiatement après la collision fut effectué presque à mer pleine, le navire était haut sur le rivage, et la brèche presque entièrement découverte à basse mer.

On ne perdit pas un moment. Les hommes de la *Thames Conservancy*

furent réquisitionnés, les bavures de la brèche coupées, et l'on se mit à placer un placard provisoire.

La brèche étant visible et hors de l'eau, l'opération était dans ce cas comparativement facile, et prit peu de temps.

Malheureusement, le plus souvent la marée ne découvre pas toute la brèche, et l'aide d'un plongeur devient nécessaire, l'opération faite dans ce cas consistant à construire un suçon taillé suivant les formes.

Le temps employé dans ce dernier cas est toujours plus grand, et la responsabilité de l'ingénieur plus lourde, puisqu'il doit se fier à une opération importante faite hors de sa vue.

L'échouement du navire présente souvent des dangers : par exemple, dans l'émotion de l'abordage, on choisit bien souvent un rivage accore, et le navire échoué glisse souvent en eau profonde, s'abattant quelquefois sur le flanc; ou bien une extrémité du navire peut, comme dans le cas actuel, reposer sur un fond plat et dur, laissant le reste en porte-à-faux, et soumettre le navire, déjà très affaibli par la collision, à un violent effort d'arc, quelquefois suffisant pour le séparer en deux.

Dans le cas de la *Bretagne,* que nous examinons en ce moment, on peut, en examinant les pavois, se rendre compte de l'importance de l'arc, qui en deux marées atteignit quatre pieds; il est intéressant de remarquer qu'il ne se produisit pas en une fois, mais fut de deux pieds à chaque marée.

La production de l'arc fut accompagnée de bruits sinistres, et l'un d'eux, plus violent que les autres, me détermina à une retraite précipitée du salon arrière, où j'étais en train de prendre une photographie.

Le placardage de la brèche ayant été fait avec soin, des manches aspirantes furent descendues dans les divers compartiments, les pompes amorcées et mises en marche, des repères furent pris, et, bien que la marée montât rapidement, les pompes furent facilement maîtresses de la situation.

Je dois dire que je surveillais avec beaucoup d'anxiété l'action de la marée montante sur le placard, et la puissance de flottabilité de la partie arrière du navire, qui devait tendre à donner du contre-arc, et à arracher les attaches du placard non élastique. L'arc cependant était en grande partie permanent; chaque pied d'eau extérieur augmentait la tenue du placard, et bientôt le navire flotta; des remorqueurs le prirent, et il fut heureusement entré au bassin.

La première visite de M. le Capitaine Wood à l'épave, visite dans laquelle je l'accompagnais, eut lieu le dimanche matin à 11^{h}, et le navire était en sûreté au bassin, le lendemain lundi soir; ce fait parlera plus que des volumes en faveur des méthodes de la *Thames Conservancy,* et de l'habileté de son directeur.

On remarquera que l'opération se fit par simple pompage; ce fait, joint à la facilité de vue et d'accès de la brèche, contribua grandement à la rapidité. Des conditions aussi commodes sont bien rares.

Passons maintenant à la seconde catégorie, celle des navires dont les ponts sont totalement submergés, et ici nous trouvons de nouveaux problèmes à résoudre, qui ne se rencontrent pas dans la première.

La *Thames Conservancy* possède pour les renflouages :

5 allèges de	70p	sur	24p	; puissance	élévatoire	150 tonnes
2 »	90	»	24	»	»	300
2 »	108	»	28	»	»	400

La puissance élévatoire totale de ces neuf allèges est de 2150t, tout en conservant un large franc-bord.

Trois des allèges de 150t sont munies de puissants treuils à vapeur, et ont des daviers établis à l'avant; chaque allège a une pompe centrifuge de 10p, actionnée par les machines des treuils.

Les allèges de 300t sont construites en fer, et ont chacune six compartiments étanches.

Les allèges de 400t sont d'une construction spéciale; elles ont au centre un puits de 60p de long; sur les ponts sont fixés solidement des conducteurs et des bittes, pour amener en ligne droite les câbles à huit compresseurs automatiques brevetés Bullivant, pouvant retenir un cordage de 8p de circonférence sous une charge de 100t.

Tel est l'outillage qui, sous la direction distinguée du Capitaine C. Wood, s'est montré si efficace, qu'entre 1882 et 1899 il a relevé

114 vapeurs.....	Register tonnage	92305t
66 voiliers.....	»	11542
512 péniches.....	»	20177

ce qui donne un total général de 692 navires, d'un tonnage global de 124024t, soit par année moyenne 43,25 navires, et 7751t,5.

Quelque excellent que se soit montré cet outillage, il devient rapidement insuffisant, en présence de l'accroissement actuel des dimensions des navires, et serait tout à fait impuissant vis-à-vis de beaucoup de ceux qui fréquentent aujourd'hui la Tamise, s'ils avaient le malheur de sombrer en eau profonde.

En traitant cette catégorie d'opérations, je dois mentionner une autre méthode, qui a eu quelques petits succès, savoir l'établissement de sacs remplis d'air à l'intérieur de navires coulés. Le plus grand navire ainsi renfloué est, je crois, le *Prince Consort,* vapeur à roues, coulé à Aberdeen (gross-tonnage 607t). D'autres essais de ce système ont été de complets insuccès, tel que l'*Edith* coulée dans la rade de Holyday, et le vapeur à roues *Brother Jonathan* dans la Mersey, qui après de coûteux essais durent être relevés au moyen de pontons.

Nous allons maintenant examiner la troisième catégorie, celle des navires

totalement immergés et couchés sur le flanc, et je me propose de donner pour ceux-ci la série usuelle des opérations d'élingage et de transport de l'épave sur un haut fond; j'ai choisi comme exemple un vapeur, la *Cora Maria,* récemment coulée dans le Sea Reach, après un abordage.

Dimensions : longueur 235p, largeur 31p, creux 18p, register tonnage 1231t, chargement 1700t environ de charbon; en coulant, elle se coucha par 7 brasses, basse mer des marées ordinaires de printemps.

La *Cora Maria* coula la veille au soir de Noël, au milieu du chenal, dans une position très dangereuse pour la navigation, car la même nuit un ou deux navires se jetèrent sur elle, avec des avaries plus ou moins fortes. Le naufrage ayant été signalé, les opérations d'élingage commencèrent aussitôt que possible.

La première opération de l'élingage consiste à glisser une petite chaîne sous le navire. Le plus léger angle fait par l'épave avec le courant de marée produit un effet d'affouillement aux deux extrémités, et généralement les bouts du navire sont libres, même quand le lit de la rivière est dur. Si le fond est sablonneux ou mou, l'affouillement, au bout de peu de marées, enfonce l'épave de plusieurs pieds dans le sable.

Dans le cas de la *Cora Maria,* le navire est presque droit dans le sens du courant de marée, et le fond est dur.

La petite chaîne ayant été glissée sous l'épave, une chaîne plus forte y est attachée, et, par un mouvement de va-et-vient, on fait le passage d'une chaîne plus forte encore, et enfin d'une aussière en fil d'acier. Ces cordages sont spécialement faits par MM. Bullivant et C°; la dimension ordinaire est de 8p en circonférence; ils se composent de 6 torons, chacun de 37 fils; la charge de rupture garantie est de 190t, calculée sur une résistance à la traction de 90t par pouce carré.

MM. Bullivant et C° font des cordages composés de fils beaucoup plus résistants; mais pour les opérations de renflouage, où les cordages sont exposés à des coudes très brusques, on a trouvé plus convenable de demander moins de résistance et plus d'allongement.

Ces câbles métalliques sont un inestimable avantage pour le renfloueur, et présentent beaucoup plus de sécurité que les chaînes; l'opération nécessite constamment qu'on file les élingues sous l'eau, et la chaîne a la mauvaise habitude de faire des coques; les angles vifs de la quille et des autres parties cachées sous l'eau sont toujours des causes de danger et d'inquiétude pour l'ingénieur.

La différence de poids est aussi un facteur favorable; les cordages sont d'une manœuvre plus facile, et les allèges ont un poids plus faible à soulever : le cordage spécial Bullivant pour renflouage ne pèse que le dixième du poids d'une chaîne d'égale force.

Dans le cas du navire envisagé, douze câbles furent employés pour la première levée; l'économie de poids ainsi réalisée était de 80 à 90 tonnes.

Un autre grand avantage du cordage sur la chaîne est son uniformité de résistance. Comme je l'ai dit, ces cordages se composent de six torons de 37 fils, ou 222 fils, dont la résistance à la rupture ne varie pas de plus de 3 pour 100. Si donc, dans le levage, un ou plusieurs torons sont coupés, les autres restent, et se partagent l'effort.

Dans la chaîne, au contraire, la force est celle de la maille la plus faible dans la position de l'effort maximum, et, si une chaîne se rompt, son aide et sa puissance de levage sont totalement perdues.

Lors de la mise en service des cordages Bullivant, il y a quelque vingt-cinq ans, on pensait qu'ils dureraient moins que la chaîne, et l'on estimait leur vie à six ou sept ans. La *Thames Conservancy* a actuellement en service certains câbles en acier qui ont plus de vingt ans.

J'ai observé ces cordages quand l'urgence conduit à leur faire subir des efforts dangereusement excessifs; mais, en pratique, leur action, dans des circonstances tout à fait différentes d'un essai, est absolument satisfaisante, et de nature à donner toute confiance.

Une fois qu'on a réussi à passer l'élingue en cordage sous l'avant et l'arrière du navire, les allèges à vapeur, en tenant chacune un bout à leurs daviers, sont halées dans le sens de la longueur du navire, et l'élingue en cordage est ainsi conduite sous les fonds; si l'on rencontre une résistance, on recommence le mouvement de va-et-vient d'une allège à l'autre, le but à atteindre étant de placer les douze élingues à des distances égales sur la longueur du navire.

Les dessins de brevets publiés, dans lesquels des pontons à immersion, des sacs à air sont proposés pour le renflouage, montrent tous ces appareils attachés aux navires submergés avec une précision mathématique, que la pratique ne permet pas; on est obligé de passer les câbles où l'on peut, et c'est rarement à l'endroit où l'on en a besoin.

Les positions les meilleures sont déterminées par la longueur du navire, la position des machines, la nature du chargement, et il faut aussi tenir compte des positions possibles pour les pontons de levage.

L'élingage d'un navire est souvent une longue opération, surtout quand le navire fait sa souille, et il n'est pas rare qu'une élingue, qui, à une marée, fait facilement le va-et-vient, soit fixe et immuable à la suivante.

La *Cora Maria* fut cependant heureusement élinguée de six câbles à l'avant et six à l'arrière, tous en bonne position sur la longueur du navire.

Les six câbles de l'arrière furent pris par les deux pontons spéciaux de 400 tonnes, chacun partant du compresseur de la première allège, descendant dans le puits sous l'épave, puis remontant par le puits de la seconde allège de 400 tonnes à son compresseur.

Les six câbles de l'avant furent arrangés autrement, les deux allèges de 300 tonnes qui les recevaient n'ayant pas de puits. Les six câbles furent divisés en trois paires et, dans chacune d'elles, un câble fit retour sur l'allège.

du bord voisin de l'épave, l'autre du bord opposé. A mer basse, quand tout fut prêt pour le levage, on brida ensemble les œils, qui terminent chaque paire de câbles, par cinq ou six tours de filin d'acier de 3p,5. Ainsi, les deux câbles extérieur et intérieur formaient un cordage sans fin, et si, pour une cause ou pour une autre, une partie de l'élingue venait à être coupée ou à se rompre, les deux allèges étaient simultanément soulagées de l'action de cette paire de câbles.

Nous pouvons maintenant considérer le navire comme élingué. Nous avons sur l'épave douze câbles, qui, à mer basse, sont solidement fixés aux quatre pontons, deux de 400 tonnes, deux de 300 tonnes, au total 1400 tonnes, et nous pouvons maintenant examiner le poids qui doit probablement porter sur les pontons.

J'ai assisté à beaucoup de renflouages, mais j'ai toujours trouvé peu de données sur lesquelles baser un calcul exact.

Dans ce cas, nous avions les détails donnés par le *Lloyd's Register*. Longueur 235 pieds, largeur 31 pieds, creux 18 pieds. Gross-tonnage 1231 tonnes, et, en supposant un tirant d'eau en pleine charge de 18 pieds, et un coefficient de finesse de 0,75, nous obtenons en gros 2810 tonnes pour le poids du navire et de la cargaison.

Supposons que le chargement soit une fois et demie le gross-tonnage, soit 1810 tonnes, nous obtenons pour le poids du navire 1000 tonnes; déduisons $\frac{1}{7}$ pour la poussée hydrostatique, nous avons pour le poids du navire, de la machine et des agrès que les pontons doivent soulever, un total en chiffres ronds de 960 tonnes.

En ce qui concerne le chargement, on doit prévoir qu'une partie en est perdue; le navire s'étant couché la brèche vers le fond, et la cale de chargement étant éventrée, on suppose qu'une moitié a été enlevée par l'eau durant un mauvais temps, qui avait retardé les préparatifs, et porté la période d'élingage à vingt-six jours.

Admettant donc que le chargement est de 1800 tonnes, et déduisant pour pertes par la brèche 900 tonnes, nous avons un poids présumé de 900 tonnes de chargement, auquel nous ajoutons, pour charbon des soutes alimentaires, vase et sable introduits, et erreurs diverses, 240 tonnes; nous avons ainsi un total de 1140 tonnes de charbon du Nord, d'un poids spécifique d'environ 1,27. Le poids de la cargaison *immergée* est donc de 243 tonnes, qui, joint au poids du navire, 960 tonnes, et à celui des appareils d'élingage, donne un total de 1210 tonnes.

Les opérations démontrèrent que ces prévisions étaient suffisamment exactes.

La marée commence à monter, et notre situation peut être résumée ainsi qu'il suit :

Nous avons l'épave (pesant dans l'eau 1210 tonnes) au fond de la rivière; à la surface, nous avons quatre pontons ou allèges pouvant porter 1400 tonnes, fortement amarrés à douze câbles passant sous l'épave, et l'un des trois cas suivants doit se présenter, après une montée de la marée de 18 pieds :

Ou bien les allèges couleront;

Ou les câbles casseront;

Ou l'épave sera soulevée du fond.

Lentement, mais sûrement, les allèges immergent, et ce n'est pas sans inquiétude qu'on observe leur première plongée.

L'épave est sur le flanc du tribord, l'avant en amont, et il est facile de voir quel rude effort supporte le pavois de tribord, quand les câbles reviennent verticalement à la surface. On ne peut pas espérer que le pavois résiste à un tel effort; tout à coup il cède, un bruit terrible retentit dans toute la flottille, et les allèges de ce bord montent subitement de 2 pieds, tandis que celles du côté de la quille ne sont pas soulagées. Cet incident, bien que prévu, est regrettable. Non seulement la levée d'une des allèges est perdue, mais encore une charge supplémentaire porte sur la symétrique et sur les câbles, et il est à craindre qu'en ouvrant les pavois les câbles ne se coupent sur les bavures ou sur l'angle vif de la bauquière, ou tout au moins ne soient très affaiblis; le danger de cet affaiblissement s'accroît quand on approche de l'effort maximum. Ce que l'on redoute, ce n'est pas l'effort naturel, mais un cisaillement inaperçu.

C'est cet élément d'incertitude, et d'autres circonstances imprévues qui augmentent grandement l'anxiété de ceux qui dirigent le sauvetage.

Dans le cas actuel, tout tint bon, et, bientôt après, on cria : « Nous bougeons ! » Les deux allèges de 400 tonnes, pleinement maîtresses de l'extrémité arrière, se lèvent avec la marée plus tôt qu'on ne s'y attendait; mais les deux allèges de 300 tonnes continuent à plonger, et la plus chargée avait de l'eau sur son pont avant que l'épave et sa flottille fussent franchement à flot. Les remorqueurs aidant, toute la flottille fut conduite à Mucking-Ground. Là, l'épave fut échouée, et les allèges se mirent à flotter, mais juste à temps, car la brise fraîchit en tempête, et la mer vint briser sur notre flottille lourdement chargée. Ce n'est qu'à grand'peine qu'on put larguer les câbles, et tenir les allèges au large de l'épave. Peu d'heures après, cependant, le vent tomba, et, après une nuit de travail, le soleil d'hiver nous permit de jeter un premier coup d'œil sur la *Cora Maria*.

Comme je l'ai dit, la plus forte charge avait porté sur les allèges de 300 tonnes, le poids total porté par les quatre étant environ 1050 tonnes. Vous remarquerez que ce chiffre est de 160 tonnes au-dessous de ce que nous annonçait la théorie. Une plus grande partie de la cargaison était sortie du navire; d'autre part, il contenait une quantité considérable d'air.

En discutant le sujet avec le Capitaine Wood, nous arrivâmes à conclure,

d'après certaines particularités survenues pendant que les allèges faisaient effort, qu'il y avait de l'air dans le navire, et que nous lui devions un effort de soulèvement de 160 tonnes.

Les opérations ultérieures prouvèrent que la cargaison et l'air nous avaient en effet aidé.

Les navires étant maintenant hors du chenal, dans l'angle du phare de Mucking, on commença l'opération de redressement. Six des élingues de relevage furent tournées aux mâts, aux surbaux, aux bittes; le navire fut tréviré, et mis sur sa quille. Les douze câbles furent alors réglés suivant la profondeur plus faible de l'eau, on ajouta un câble et l'on fit une nouvelle levée avec une allège supplémentaire placée à l'avant, et, cette fois, en l'absence de l'air, les pontons supportèrent le poids calculé, soit un peu plus de 1200 tonnes. L'épave ayant été amenée au rivage, autant que son tirant d'eau le permettait, on prit des dispositions pour l'épuisement; la brèche ayant été reconnue, on put la placarder; tous les trous de la coque furent aveuglés et les manches introduites. Le placard avait été fait en forme de suçon, ses extrémités épousant les formes. J'ai à peine besoin de remarquer qu'il devait aller exactement, et que toutes les ouvertures, telles que les sabords, durent être fermées.

Sir William White, dans sa *Naval Architecture,* donne la formule suivante :

Soient A la surface d'un trou (en pieds carrés); D la hauteur d'eau (en pieds); le volume d'eau introduit par seconde est $8 \times \sqrt{D \times A}$ (en pieds cubes). Appliquée à un trou de 2^{pi}, avec une hauteur d'eau de 12^{p}, cette formule donne $94^{t},8$ par minute, ce qui démontre qu'aucun trou de quelque étendue ne peut rester ouvert, même avec une pompe puissante.

Le placard se trouva étanche, l'eau fut pompée, et l'épave, flottant par elle-même, fut remorquée sur un haut fond; enfin le 8 mars, le navire fut vendu de gré à gré, à une maison de construction, 1330 £, prouvant, ainsi que je l'ai dit plus haut, que quelquefois l'épave est un appoint de valeur.

Au début de ce Mémoire, j'ai fait allusion à un Mémoire de C.-J. More sur le renflouage. Pendant la discussion, feu l'amiral Sir F. Nicolson Bart fit observer que, parmi les nombreuses opérations de la *Thames Conservancy*, il avait toujours considéré celles du renflouage comme les plus heureuses.

Il attribuait ce fait non seulement à l'outillage créé par les ingénieurs, mais encore à la bonne fortune qu'avaient eu les Conservateurs d'avoir à la tête de ce service M. Wood, qui semble avoir une aptitude toute particulière pour les renflouages.

M. Wood a une expérience sans égale, et manie la flottille à sa disposition de telle manière, qu'il s'est acquis une réputation universelle, et, de temps en temps, son avis est demandé de tous les points du globe.

Pour la quatrième catégorie, j'ai choisi comme exemple le triple naufrage de Sea-Reach, qui, même pour l'expérience demi-séculaire de M. Wood, est unique.

L'histoire de ce naufrage peut se dire en peu de mots. Le *Newburn* et le *Winston* s'abordèrent; le *Newburn* reçut des avaries considérables, le *Winston* n'en eut que de légères. La confusion, toutefois, semblait régner, et un pétrolier à destination du port vint frapper l'avant du *Winston;* le dernier navire fut à son tour gravement avarié, et l'on vit bientôt le *Winston* et le *Newburn* couler rapidement. Les deux capitaines, ne pouvant savoir combien de minutes encore leurs navires seraient en état de flotter et de gouverner, prirent le parti de les échouer; mais, dans l'émotion du moment, oubliant peut-être l'accroissement de leur tirant d'eau, ils choisirent un rivage accore, plus glissant que les chantiers suiffés d'où avaient été lancés leurs navires. Par suite, la marée baissant, le *Newburn* glissa gracieusement et droit en eau profonde, tandis que le *Winston,* plus lourd et moins chanceux, essayant d'imiter son compagnon d'infortune, tomba lourdement sur le flanc, et fut totalement submergé.

Les mauvaises nouvelles marchent vite : bien que les épaves fussent en dehors de la route ordinaire, les canots de garde de la *Thames Conservancy* vinrent placer des fanaux pour marquer la position des épaves. La marée monta de nouveau, couvrit les épaves et l'eau gagna rapidement. La nuit était noire, et l'*Erasmus-Wilson,* quittant la route ordinaire, vint aborder le *Newburn* submergé. Son carreau et ses pièces de renfort labourèrent le fond du *Wilson,* qui, à son tour, devint une épave, démontrant d'une manière parfaite la nécessité d'enlever promptement les obstacles de ce genre opposés à la navigation.

Pour ce paquet de trois navires, les opérations de trévirage, d'élingage, de levage et finalement de pompage eurent lieu. Le *Winston,* placé au-dessus, fut enlevé le premier. Le navire étant en eau peu profonde, la première opération fut le trévirage, puis la brèche fut placardée et le navire épuisé, et mis à flot.

Celui dont on s'occupa ensuite fut l'*Erasmus-Wilson,* et enfin le *Newburn,* qui fut relevé en deux parties.

Le *Winston* et l'*Erasmus-Wilson* furent réparés, et donnent aujourd'hui des bénéfices à leurs propriétaires; mais le *Newburn,* coupé en deux, alla à la démolition.

J'ai divisé en gros les travaux de la Tamise en quatre catégories, mais il y a parfois des navires qui ne rentrent dans aucune d'elles.

Par exemple la *Ranza,* chargée de 9000 tonnes de charbon, arriva dans la Tamise, après un abordage dans la Manche, avec son compartiment avant rempli d'eau; il ragua le fond, devint ingouvernable et s'échoua à l'extrémité ouest du Blyth Sand.

Ce navire de 410 pieds de long, 49 pieds de large, 32 pieds de creux, avec sa cargaison de 9000 tonnes de charbon, resta quelques jours échoué avant qu'on demandât le secours de la *Thames Conservancy*, et, comme il était placé en travers du courant de marée, des affouillements considérables s'étaient produits sous la partie échouée seulement, la partie arrière continuant à flotter.

Un rapide examen montra que la situation du navire était dangereuse. L'action d'affouillement avait, comme d'habitude, enlevé tout soutien à l'extrémité avant, reporté plus sur l'arrière et réduit la surface d'appui; et, lors de notre visite, la coque était emboutie sous la chambre des machines, et y avait une voie d'eau.

Vu le creux du navire, le capitaine Wood ordonna que, outre les pompes centrifuges fixes, on plaçât immédiatement un pulsomètre dans la machine; cela fut fait le jour suivant, et sans qu'il y eut un moment perdu, 15 ou 16 pieds d'eau étant encore dans la chambre des machines.

On eut alors recours à la *Thames Conservancy*, et on commença immédiatement les opérations; quatre câbles furent passés sous l'avant, ce que l'affouillement rendait facile. Deux des allèges de 300 tonnes furent attelées à l'avant, la chambre des machines vidée, et le navire flottant fut remorqué de l'autre côté de la rivière, et échoué sur le fond plus horizontal et moins traître de Mucking Flats.

Il est intéressant de remarquer que la *Ranza* était un navire en acier, et qu'elle prit un arc considérable, par suite du porte-à-faux causé par l'affouillement. Selon toute probabilité, si elle eût été en fer, les tôles sous les machines auraient complètement cédé, le navire aurait coulé, et comme il dépassait de beaucoup la puissance de l'outillage de la *Thames Conservancy*, il aurait probablement eu le triste destin de l'explosion.

Le renflouage est une branche fascinante de l'art de l'ingénieur : jamais deux opérations ne sont semblables.

Il est à peine un naufrage survenu durant les dix dernières années, qui n'ait été pleinement discuté entre le Capitaine Wood et moi, et je l'ai toujours trouvé un partisan convaincu d'un outillage semblable à celui de la *Thames Conservancy*, seulement de dimension supérieure, et pourvu d'un moyen sûr d'immerger les pontons, de manière à être partiellement ou totalement indépendant de la marée; il a toujours tenu pour certain, que, si l'on avait eu cet outillage prêt à être employé, le vapeur *Paris* aurait pu en peu de marées être tiré de sa dangereuse situation.

Il est intéressant de noter l'analogie de la *Ranza* avec le *Paris* : arrière porté par l'eau, avant fortement échoué, compartiment avant défoncé. Le point le plus intéressant est peut-être le fait que, bien que deux allèges de 300 tonnes fussent attelées à l'avant de la *Ranza*, elles n'eurent à porter qu'une charge de 100 tonneaux environ chacune.

Telles sont les quelques notes recueillies en suivant les intéressantes opérations de renflouage dans la Tamise, et je finirai mon Mémoire en revenant à un navire dont j'ai déjà parlé, le *Locksley Hall*. Ce navire chargé de blé coula dans la Mersey au-dessus du tunnel, et la Compagnie du chemin de fer ayant obtenu un jugement interdisant au Mersey Dock Board l'emploi de son moyen ordinaire de destruction, des soumissions furent demandées pour l'enlèvement du navire; quelques personnes de Londres entreprirent l'opération sur la base de *pas de guérison, pas d'argent*. Le capitaine Wood fut chargé des opérations, qui furent extrêmement intéressantes, tout le matériel employé ayant été improvisé pour la circonstance. Deux vieux voiliers et deux vieux vapeurs, prêts à être démolis, et déjà débarrassés de leurs machines et chaudières, furent achetés. Leurs ponts et d'autres parties furent épontillés pour résister à l'effort de soulèvement, qui atteignait dans ce cas quelque 1800 tonnes.

Douze cordages Bullivant de 9 pouces furent employés, et l'ensemble des opérations fut si heureux, que le petit syndicat réalisa un dividende de 187,5 pour 100. Je me permets de penser que c'est un fort argument en faveur d'un outillage plus moderne que celui que nous possédons heureusement, et qui, sous l'habile direction du Capitaine Wood, s'est montré capable pendant tant d'années, malgré l'accroissement continu du trafic, de maintenir libre la grande route du port de Londres.

LE DOCK FLOTTANT

COMME AUXILIAIRE

D'UNE MARINE DE GUERRE,

PAR M. LYONEL CLARK, M. I. N. A.

Un trait caractéristique du développement de la Marine de guerre actuelle est non seulement l'accroissement considérable de la taille des navires qui la composent, mais encore la grande diversité de leurs dimensions, due à l'usage, généralement admis, d'y englober les plus grands paquebots comme croiseurs auxiliaires.

Ce développement a une répercussion naturelle sur la grandeur des bassins de radoub, qui ont toujours été un accessoire nécessaire de toute flotte ; avec les flottes modernes, le bassin est plus indispensable que jamais, car non seulement les matériaux avec lesquels les navires sont construits souffrent plus rapidement du manque de surveillance, et de peinture protectrice, mais leur vitesse, cet important facteur de la puissance de combat d'une flotte, est rapidement réduite, si les carènes ne sont pas fréquemment nettoyées.

Jusqu'à présent le moyen le plus généralement adopté pour accéder à la partie immergée d'un navire est l'emploi de bassins creusés, en maçonnerie. Pour le dire en peu de mots, c'est une fosse creusée dans le rivage, et fermée à un bout par une porte. Le navire y est introduit, la porte fermée, et l'eau étant pompée, l'intérieur reste à sec.

Un bassin est donc essentiellement un récipient, et par suite ses dimensions doivent, en tout sens, dépasser celles du navire qu'il est destiné à recevoir. L'examen de la liste des différents navires, qui composent une flotte moderne, montre combien les dimensions sont variées; si nous prenons la longueur, quoique généralement les navires de combat n'atteignent pas 153^m, cependant la flotte qui les comprend renfermera aussi des croiseurs auxiliaires, dont la longueur dépassera 213^m. Pour la largeur, bien que 23^m puissent être considérés comme un chiffre normal, on en trouvera de plus de 24^m. Pour le tirant d'eau, quoique parfois environ $8^m,5$ paraissent être le chiffre usuel

pour les cuirassés en charge, il y a des cas où il dépasse 9^m. Le navire type que l'ingénieur doit avoir en vue, quand il étudie un bassin, aura plus de 213^m de long, plus de 24^m de large et plus de 9^m de tirant d'eau.

Le bassin lui-même, qui doit renfermer de tels navires, doit être encore plus grand. En longueur, grâce aux formes affinées des navires actuels, on n'a pas besoin de beaucoup de jeu, mais, en même temps, rien ne démontre que 213^m soit le maximum qui ne sera pas dépassé pendant le temps de la construction du bassin, et l'ingénieur qui n'adopterait pas une longueur de 230^m montrerait peu de prévoyance.

En largeur, les dimensions des ports existants et de leurs entrées sembleraient ne permettre que peu d'augmentation, dans la largeur des vaisseaux, mais pour les bassins une largeur plus grande est nécessaire, si l'on veut que l'on puisse exécuter toute espèce de réparation au navire qui y est placé.

On peut dire que $1^m,5$ de chaque côté est le minimum d'espace pratiquement nécessaire pour le travail; mais si l'on envisage les avantages de la libre circulation de l'air et de la lumière autour du navire, on ne sera pas surpris qu'on adopte généralement 3^m, de sorte que, dans un bassin idéal, la largeur ne serait pas inférieure à 30^m.

Il est vrai que l'entrée elle-même peut être moins large; mais, dans le corps du bassin, cette largeur n'est pas nécessaire seulement en haut; grâce aux saillies des quilles latérales et quilles de roulis, on doit la conserver jusqu'au seuil, ou même au radier du bassin. Il n'est plus suffisant, comme du temps des navires à varangues acculées, d'avoir un radier étroit avec des murailles en pente, et l'on trouvera, comme il est arrivé en Amérique, que beaucoup de bassins récemment construits, quoique bien assez larges au niveau de l'eau, sont incapables de recevoir les cuirassés modernes, dont les quilles latérales viendraient rencontrer les banquettes.

La question de la profondeur d'eau sur le seuil ou au-dessus des tains est encore plus importante. Il ne suffit pas de donner au navire un jeu nominal répondant aux conditions normales; on doit prévoir la mise au bassin d'un navire plus ou moins avarié, spécialement en temps de guerre, et l'on doit se réserver un excès notable de tirant d'eau. L'idée généralement admise est qu'une augmentation de tirant d'eau de $1^m,7$ au-dessus du tirant d'eau de combat représente la limite jusqu'à laquelle un cuirassé peut flotter et conserver encore de la stabilité; mais, à moins qu'un jeu de cette importance soit combiné avec une entrée large dans le bassin, il est douteux qu'il soit suffisant.

Dans un Mémoire que l'auteur a eu le privilège de lire devant les Naval Architects, à Hambourg, en 1896, il a attiré l'attention sur la difficulté, mise depuis en lumière par M. Laird Clowes dans un Article de la *Forthnightly Review*, de mai 1897, de faire entrer un navire avarié de grande dimension dans un bassin en pierre, même moderne. On a signalé que, si un navire de ce genre avait une contre-différence de 1^m seulement, ce fait, combiné avec

une bande de 5°, amènerait la rencontre des quilles de roulis avec l'entrée, même dans les bassins les plus grands et les plus modernes alors existants.

La position des tains ne donne pas la totalité de la profondeur nécessaire au bassin. Un navire moderne à fonds plats a besoin d'être placé sur les tains à une hauteur de $1^m,2$ au moins, si l'on veut pouvoir travailler avec activité dans les fonds; ajoutez à cela, dans les ports à marée tout au moins, qu'il faut ajouter quelque chose pour pouvoir échouer le navire à toute période de la marée.

C'est un point qui n'a pas encore, tout au moins pour les bassins de réparation, attiré l'attention convenable. Trop souvent, en pratique, on se contente d'échouer les navires seulement au plein de la marée et, même quelquefois, au plein des marées du printemps. La guerre ne respecte ni les personnes, ni les machines, et, outre le grand avantage qu'il y aura à pouvoir mettre au bassin un navire de guerre, et à en commencer les réparations à tout instant, il faut tenir compte du danger qu'il y a à attendre pendant longtemps une marée convenable; car dans l'état où il se trouvera après un violent combat, il est douteux qu'il puisse rester à flot jusqu'à la marée de hauteur nécessaire.

La hauteur de la marée varie naturellement suivant les localités, mais on peut affirmer que le bassin qui ne peut recevoir l'éclopé au moins du mi-flot au mi-jusant, ne peut pas être considéré comme répondant aux besoins.

Dans le cas des bassins d'Angleterre, cela veut dire que les 10^m d'eau au-dessus des tains aux hautes mers ordinaires du printemps doivent être portés à 13^m.

Nous pouvons maintenant voir quelles doivent être les dimensions d'un bassin moderne. Il doit avoir une longueur de 230^m, une largeur d'au moins 30^m, et une profondeur sur radier d'au moins 14^m. Il est à peine nécessaire de faire remarquer que la construction d'un pareil bassin, avec un radier de 30^m de large, placé à près de 15^m au-dessous du niveau de l'eau, est une entreprise sérieuse. L'épaisseur du radier des bassins de Portsmouth, qui ont seulement 10^m d'eau au seuil, est d'environ $4^m,5$, de sorte qu'il y aurait sur toute l'étendue de ce vaste radier une pression hydrostatique d'environ 2 atmosphères. Il n'est donc pas surprenant de constater que les bassins existants ont été généralement construits pour recevoir les navires à haute mer, et l'on comprend pourquoi tant de bassins ont un radier étroit et des murailles latérales à forte pente, ce qui, bien que ces dispositions, mesurées au niveau de l'eau, paraissent tout à fait désirables, les rend inutilisables pour les navires modernes.

La construction d'un pareil bassin, même dans un bon sol, est un travail qu'un ingénieur n'entreprendrait qu'avec défiance, et dans des terrains rapportés, elle ne serait pas pratique, sinon même impossible.

Mais pendant que l'art de la construction navale a fait les remarquables progrès qui caractérisent si bien l'époque actuelle, d'autres industries, s'accor-

dant avec cette grande loi de la nature, qui fait marcher d'un pas égal tous les progrès, ont progressé, en utilisant pour leurs fins les mêmes connaissances, les mêmes productions et les mêmes outils.

Entre autres, une construction a suivi pas à pas le développement moderne de la construction navale : c'est le *dock flottant*.

La Maison de l'auteur de ce Mémoire, *Clark and Standfield*, s'est fait pendant une période de tout près d'un demi-siècle, une spécialité de ces constructions, et les a vues se développer, depuis le petit ponton jusqu'aux grands docks flottants de l'époque actuelle, qui ont une surface de plus d'un demi-hectare, et sont capables de manœuvrer les plus grands navires actuellement construits, ou en cours de construction; ce qui est peut-être encore plus satisfaisant, c'est d'avoir vu croître le nombre des docks construits, depuis des commencements très modestes, jusqu'à l'époque actuelle, où les bureaux de la Maison renferment les plans de docks en construction, dont la puissance de levage globale atteint tout près de 50000 tonnes.

Le *dock flottant* ne demande qu'à être examiné pour en apprécier les avantages; naturellement, et comme toute construction, ces avantages sont limités par certaines conditions, et le meilleur dock est un compromis entre ces conditions. On est peut-être porté à considérer un dock flottant portant un grand navire, comme une combinaison quelque peu instable, et dans le passé quelques vieux docks présentaient certainement ce défaut. Mais cela tenait plutôt à un manque de connaissances qu'à une défectuosité de principe du dock, et il est évidemment aussi facile de donner une stabilité quelconque à un dock qu'à un navire de combat.

Les docks flottants ont fréquemment aussi été accusés de manquer de rigidité. L'auteur ne peut s'empêcher de remarquer, que, s'il y a au monde une construction qui n'ait pas besoin d'un lit rigide, c'est bien le navire, qui passe toute son existence dans le milieu très mobile de la mer, et que ce fait est pleinement démontré par l'emploi heureux en Amérique de docks sectionnés : cependant il y a des cas, et spécialement pour une marine de guerre, qui comprend des types de navires très divers, où une grande rigidité longitudinale est nécessaire.

C'est une question à laquelle la Maison de l'auteur a donné la plus grande attention, et le type de dock qu'elle a mis récemment en usage l'aura, croyons-nous, complètement résolue. Ici on peut dire que puisque l'ingénieur des constructions navales peut construire des navires de plus de 210m de long, qui sont poussés à travers l'Atlantique à une vitesse de chemin de fer, à coup sûr les mêmes hommes, pourvus des mêmes connaissances, et ayant les mêmes matériaux à leur disposition, peuvent étudier une construction assez solide pour porter de semblables navires, qu'elle n'a d'ailleurs qu'à soulever au-dessus d'une eau parfaitement tranquille.

Ce qui démontre que le dernier type peut faire plus encore, c'est le fait que deux de ces docks ont été remorqués avec succès l'un à travers de l'Atlan-

tique, et l'autre dans la mer du Nord, et tandis que deux docks en construction doivent l'un traverser l'Atlantique, et l'autre faire le tour de la plus grande partie de la côte Est de l'Amérique du Nord.

Un autre préjugé sans fondement est la courte durée du dock flottant en acier : mais ici encore on n'a pas tenu compte du progrès moderne. Presque tous les docks flottants construits actuellement sont tout à fait *self docking*, c'est-à-dire permettent l'accès facile de toutes leurs parties intérieures et extérieures.

Par suite, avec des soins convenables, il n'y a pas plus de raison pour qu'un dock en acier se détériore, qu'il n'y en a pour nos toitures, ou nos ponts et autres constructions analogues. L'expérience n'est pas assez longue pour que l'on connaisse la durée exacte des constructions en fer, mais certainement cinquante ans ne les détériorent pas en pratique, et une durée d'un demi-siècle doit certes être suffisante. A la vérité on attache trop d'importance à l'avantage d'une longue vie. Le monde ne reste pas immobile, et les besoins d'aujourd'hui ne seront pas ceux de demain. On ne peut s'empêcher de faire la remarque fondée que les docks en pierre du dernier siècle, bien qu'en excellent état de conservation, ne sont plus d'une grande utilité aujourd'hui; et l'on n'aurait pas tort d'en prédire autant à nos docks actuels dans cinquante ans. Il n'est pas bon pour le progrès que l'homme regarde trop loin dans l'avenir.

Si nous passons maintenant aux avantages du système de dock flottant, nous pouvons dire, pour commencer par la question de l'emplacement, que le dock flottant permet un plus large choix; non seulement on peut utiliser toute l'étendue d'eau disponible, mais encore le terrain qui l'environne. L'excavation nécessaire pour un dock flottant ne dépasse pas en surface et en profondeur celle que demande un dock en maçonnerie, avec le grand avantage pour le premier, que l'excavation peut être faite par les procédés de dragage ordinaire, et ne nécessite ni cofferdams, ni pompage, pour maintenir à sec la fosse pendant la construction du radier.

Le dock flottant a aussi l'avantage de la rapidité de mise en train de la construction : on n'a pas besoin de sondages minutieux pour déterminer la nature du terrain, avant de commencer les plans; quelques jours après que l'on a décidé le travail, on peut avoir les premiers dessins, des approvisionnements, et commencer la coque en acier, et pendant qu'on la continue, on fait les dragages; les deux opérations se poursuivent simultanément, sans que l'une ait à attendre l'autre, comme c'est le cas pour le dock en maçonnerie. La rapidité avec laquelle on peut construire un dock flottant est vraiment remarquable; et l'on permettra sans doute à l'auteur de citer le cas du dock de Stettin, comme une preuve de cette assertion. Ce dock d'une puissance élévatoire de 11000 tonnes eut ses premières tôles mises sur tains vingt-trois jours après que le premier avis de la demande de ce dock fut arrivé à la

Maison de l'auteur. Le dock fut terminé et lancé moins de sept mois et demi après cette date. Pendant ce temps on avait dragué la fosse qui devait le recevoir, et huit mois et treize jours après le commencement du projet, le dock, remorqué à son poste et amarré, fut immergé, prêt à recevoir un navire.

Une construction aussi rapide fut réalisée dans le cas du dock Espagnol construit pour la Havane, et celui-ci fait peut-être encore plus d'honneur à ses constructeurs, les mêmes que dans le cas précédent, MM. C.-S. Swan et Hunter, de Wallsend-on-Tyne; car ils furent considérablement gênés parce qu'ils ne purent prendre possession du chantier, où devait être construit le dock, que quelque temps après la signature du marché, ce qui n'empêche pas que le dock fut livré à la Havane, à 6500 milles de distance, dans le délai de onze mois prévu au marché.

Au commencement de ce Mémoire on a signalé que les dimensions d'un bassin de radoub devaient dans tous les sens être supérieures à celles du navire. Ces dimensions, par suite, limitent absolument l'emploi du dock, et pour peu que le navire dépasse, si peu que se soit, l'une d'elles, cela suffit pour rendre le bassin absolument inutilisable pour ce navire.

Un dock flottant, au contraire, n'est pas limité de cette manière. Étant ouvert aux deux extrémités, il peut recevoir des navires de n'importe quelle longueur. Ce n'est plus le dock qui est en cause, mais la solidité du navire, suffisante ou non pour supporter les parties en porte-à-faux.

Dans une construction tubulaire rigide, comme un navire, l'expérience a démontré la possibilité d'un porte-à-faux considérable, et dans les navires modernes, les constructeurs ont une tendance à en tirer avantage. En vue de faciliter les évolutions, la pratique courante réduit beaucoup le plan mince de l'arrière, et reporte le brion loin sur l'arrière. Cela est très marqué dans les navires de guerre, et l'auteur a réuni dans le Tableau suivant des exemples typiques de cet usage.

Noms [1].	Nationalité.	Déplacement en tonnes métriques.	Longueur en mètres.	Longueur de la partie droite de la quille.	Longueur de la partie droite par rapport à la longueur totale.	Poids par mètre courant de la partie droite de la quille en tonnes métriques.
			m	m	m	
Kaiser Karl VI.....	Autriche	6250	112,012	57,419	0,51	109,060
**Campania*.....	Grande-Bretagne	19304	182,877	160,626	0,88	120,240
**Magnificent*.....	id.	15139	118,870	104,544	0,88	144,956
**Oceanic*.....	id.	19569	208,784	170,380	0,82	115,063
**Powerful*.....	id.	14427	152,397	117,041	0,768	123,580
Charlemagne.....	France	11275	117,498	94,486	0,80	119,[illegible]30
Dupleix.....	id.	7700	129,995	79,247	0,61	97,183
Freya.....	Allemagne	5650	104,976	57,149	0,54	98,594
Kaiser Wilhelm der Grosse.	id.	11000	115,009	59,054	0,52	186,032
A.-B. (nouveau navire)..	Italie	8000	121,918	49,986	0,41	157,469
Idzumo.....	Japon	9888	121,918	70,407	0,58	140,948
**Shikishima*.....	id.	15088	121,918	94,486	0,77	159,986

Sans doute, dans le cas des proportions extrêmes de quelques navires de guerre, on a l'intention d'accorer au bassin les parties relevées de la quille, mais, pour les paquebots, aucun soutien ne serait nécessaire, et il est intéressant de noter qu'un dock flottant, ayant une longueur de tains, ou un caisson de fond de 171^{m} seulement, fournirait toute la surface de portage demandée par les constructeurs pour le navire le plus long actuellement à flot. De légères consoles en treillis seraient, sans doute, nécessaires aux deux bouts pour établir des échafaudages, mais ce serait peu de chose, et des radeaux indépendants pourraient jouer le même rôle.

Les faits que nous venons de citer permettent une intéressante comparaison entre les limitations en longueur du bassin et du dock flottant; tandis que la longueur minimum du premier pour un navire tel que l'*Oceanic* serait 215^{m}, la longueur maximum du dock flottant convenable ne serait que de 171^{m}.

Le bau du navire que peut recevoir un dock flottant est naturellement limité par la position des murailles latérales. D'autre part, cependant, il y a peu d'avantage à donner une faible largeur au radier; il n'y a pas de portes qui doivent résister à une forte pression d'eau, ni rien d'autre qui engage l'ingénieur, inconsciemment peut-être, à faire l'entrée aussi étroite que possible. De même, on n'a pas besoin de lourds murs de quai à pente prononcée pour contrebalancer la pression de l'eau sur le radier; le dock, si on le dé-

[1] Les dimensions des navires marqués d'un astérique ont été fournies directement par leurs propriétaires ou constructeurs. Les longueurs de la partie droite de la quille des autres navires ont été évaluées d'après les diagrammes du *Naval Annual* de 1900.

sire, peut être construit avec des murailles verticales, et présenter un profil carré jusqu'aux varangues.

En outre, en ce qui concerne la hauteur d'eau sur le seuil, la limitation pour le bassin est absolue, et n'est que partielle dans le cas du dock flottant, qui, bien que normalement construit pour un tirant d'eau, peut être immergé de quelques décimètres de plus, si le maître du dock voit que, de cette manière, il peut parer à un cas spécial et urgent.

La nécessité de manier des navires à tout état de la marée, point déjà visé, disparaît également dans le cas du dock flottant. On ne refusera pas un navire parce que la marée ne monte pas assez haut ce jour-là. Un dock flottant peut rendre les mêmes services au plus haut qu'au plus bas d'une marée de printemps. Il n'y a rien à modifier au dock lui-même; ce n'est qu'une affaire de dragage un peu plus profond.

Le dock flottant est toutefois limité par sa puissance de levage. Si le déplacement du navire dépasse la force du dock, il ne peut pas être soulevé. Mais ici encore la limitation n'est que partielle. Un navire peut ou ne peut pas entrer dans un bassin; il n'y a pas de moyen terme, tandis que le dock flottant, s'il ne peut pas soulever entièrement un navire, peut toujours faire quelque chose pour lui. Il n'y a pas d'accident plus commun pour un navire qu'une avarie de propulseur, et un soulèvement du navire, suffisant pour mettre hors de l'eau le tube d'étambot, ne nécessite pas une grande force de la part du dock; on peut citer bien des cas où un dock a pu manœuvrer ainsi des navires correspondant à près de deux fois sa puissance normale.

La question de la force de soulèvement est une occasion favorable de montrer combien est faible la puissance en chevaux nécessaire à un dock flottant pour lever un navire dans un temps donné.

Quand on met un navire au bassin, tout le contenu, moins le volume du navire, doit être enlevé par pompage. Donc, plus le navire dans un bassin est petit, plus est grande la quantité d'eau à enlever, et même, quand on doit faire un épuisement à blanc pour préparer un chantier, la totalité doit être épuisée. Dans le dock flottant au contraire, le navire étant supporté par le déplacement du dock, le poids de l'eau à pomper est simplement proportionnel au poids du navire, plus le poids du dock lui-même, tandis que, quand le dock est relevé pour préparer le chantier, son poids seul est en jeu.

L'économie ainsi réalisée est très grande, et ne réduit pas seulement les frais d'achat de l'appareil de pompage, mais se continue pendant toute la carrière du dock, sous forme de réduction de la consommation de combustible.

Un exemple topique de l'économie de premier établissement se voit dans la comparaison suivante entre deux docks actuellement en construction pour le même gouvernement, et destinés tous deux au même service. Le bassin nécessite un appareil de pompage de 2940 chevaux indiqués, et comporte

deux pompes d'assèchement de 245 chevaux chacune. Le dock flottant a une puissance totale de 800 chevaux seulement, et les pompes d'assèchement, comme de juste, n'existent pas.

Mais, outre ces avantages de construction, le dock flottant fournit des facilités, dont manque totalement le bassin. Le principal de ces avantages est la mobilité. De même que le dock peut être construit dans les chantiers de la métropole, et être remorqué à destination, de même, plus tard, dans sa carrière, il peut être transporté d'un port à un autre, suivant les nécessités du moment.

Cette facilité peut être d'un grand avantage, la tendance naturelle étant de placer tous les arsenaux haut sur une rivière, ou dans une baie en un point éloigné de la mer, à un endroit où les navires puissent être à couvert du feu de l'ennemi. De semblables positions présentent, d'autre part, l'inconvénient général que la voie qui y conduit est longue et tortueuse, et a une faible profondeur d'eau.

Prenons, par exemple, le cas de Chatham. Après un combat naval à l'embouchure de la Tamise, ce serait une entreprise hasardeuse, que de faire remonter le canal de la Medway à un navire avarié coulant bas d'eau, avec un équipage épuisé et un approvisionnement de charbon presque nul. Outre la difficulté de la navigation, et la chance de couler bas dans ce long trajet, on doit envisager l'éventualité encore plus grave, que, si le navire coule, il peut fermer l'étroit passage, bloquer les navires dans l'arsenal et les séparer de tous ceux qui peuvent avoir besoin de secours.

Ici vient en jeu la mobilité du dock flottant. En temps de paix, il peut être mouillé à Chatham ou à Portsmouth, ou dans tout autre arsenal défendu; mais en temps de guerre, on pourrait le transporter à l'embouchure de la Tamise ou dans le Solent, prêt à recueillir tous les éclopés qui cherchent à rentrer au port. Son office consisterait moins à effectuer la réparation complète, qu'à arrêter les voies d'eau dangereuses, à boucher les trous, à rendre la coque suffisamment étanche, pour qu'elle puisse naviguer dans les passages qui ramènent au port.

On peut considérer ce dock comme une ambulance de campagne, qui donne les premiers secours aux blessés, panse leurs blessures, et les envoie ensuite en sûreté aux hôpitaux de l'arrière, qui sont représentés, dans le cas actuel, par l'arsenal, protégé et pourvu de moyens d'action complets.

L'avantage de la mobilité va même plus loin. Il n'est pas possible, quand on a lu l'ouvrage du capitaine Mahan : *Influence de la Puissance navale sur l'Histoire,* de ne pas être frappé de l'influence de la possession par l'un ou l'autre parti d'une base navale, lui permettant de réapprovisionner et de réparer ses navires. Les succès des flottes Anglaises dans les guerres du début de ce siècle étaient, sans doute, grandement dus aux excellentes bases

navales que l'Angleterre a toujours possédées ou conquises pendant ces guerres, qui rendaient possibles la réparation après le combat et le retour au champ de bataille.

A cette époque, tout port abrité formait une base, car l'équipage à lui seul pouvait abattre le navire en carène et réparer les avaries sous-marines. Mais, avec les navires modernes, un outillage plus complet est nécessaire, et un bassin est en quelque sorte une nécessité. Ici se fait sentir l'utilité du dock flottant. Escorté par un puissant remorqueur spécialement construit, et portant tous les outils nécessaires aux réparations, ainsi qu'un approvisionnement de matériaux, le dock pourrait, dès qu'une nouvelle base d'opérations est conquise solidement, y être rapidement installé, et, en quelques heures, une simple baie naturelle serait transformée en un arsenal convenablement outillé.

Il est intéressant de se demander quel aurait été le résultat du combat naval devant Santiago, si l'un des deux partis avait possédé un arsenal dans le port, ou si l'autre avait eu un dock flottant pouvant être installé dans la baie voisine de Guantanamo. On n'a qu'à supposer que, à l'aide du brouillard ou d'une mer assez agitée, annulant le tir précis des navires bloqueurs, la flotte bloquée ait pu réussir à se glisser au travers des anneaux du blocus et à s'élancer au dehors; son anéantissement complet ou son salut partiel eût dépendu presque entièrement de l'état relatif des carènes, ou en d'autres termes de la possession par l'un ou par l'autre des belligérants d'un dock convenable.

Si l'on pousse plus loin l'étude de cette guerre, et si l'on suppose la nécessité pour les États-Unis d'envoyer une flotte dans les mers d'Europe, peut-on nier que l'occupation des îles Espagnoles en Europe, et l'installation d'un dock flottant eussent permis aux navires de combat Américains de rester à la mer beaucoup plus longtemps, et aux croiseurs de bloquer les côtes ennemies, sans que leur vitesse fût réduite par l'insuffisance de propreté des carènes?

L'auteur se hasarde à prédire qu'à l'avenir, toutes les nations, dans le nouveau monde aussi bien que dans l'ancien, admettant la nécessité des colonies, qui étendent le théâtre de toute guerre navale future à toutes les surfaces du globe, on reconnaîtra, mieux qu'à l'heure actuelle, au dock flottant ses grandes facultés de mobilité et de possibilité de transport d'une base d'opération à une autre.

Une Communication comme celle-ci, qui établit une comparaison entre le bassin de radoub et le dock flottant, serait incomplète, si elle ne faisait pas mention des prix comparatifs, des frais de fonctionnement et d'entretien.

En ce qui concerne les frais de premier établissement, il est naturellement presque impossible de faire aucune comparaison effective.

Le prix des matériaux nécessaires, l'abondance et le bon marché de la main-d'œuvre affectent le prix du bassin de radoub, indépendamment de l'énorme influence que la nature du sol a sur le plan.

De même, une hausse du prix des matériaux de construction navale, telle que celle des deux dernières années, rend les prix des docks actuels sans intérêt, si on n'y joint de nombreuses notes explicatives. On peut cependant admettre que le dock flottant sera toujours le moins cher des deux, même si l'on se contente pour le bassin des médiocres compromis qu'on accepte jusqu'ici. Comparée au bassin idéal décrit plus haut, la construction métallique, même dans les endroits particulièrement favorables au bassin en pierre, présente une économie considérable. Et il y a un autre point connexe à l'économie qui est de grande importance, c'est que le dock flottant est toujours construit et terminé au prix prévu. On n'a pas à redouter le danger de sources souterraines, comme pour le bassin en pierre, pas de ces hasards, et de ces circonstances imprévues, qui se montrent si souvent dans la construction des bassins ordinaires, à moins qu'ils ne soient construits à grands frais et avec une marge considérable de sécurité.

Tout constructeur de navires peut établir le prix de revient d'un dock flottant aussi exactement que celui d'un navire, et peut en effectuer la construction sans plus d'aléa. S'adressant à une assemblée de constructeurs de navires, l'auteur pense que la meilleure manière de donner une indication du prix de ces docks, est d'indiquer le poids effectif des matériaux de la coque. Avec ce renseignement un devis du prix de la coque peut en tout temps être établi par un constructeur, quelle que soit sa nationalité, en remarquant que la construction de ces docks est du type très simple de caisson rectangulaire. Le prix des machines et de l'outillage est naturellement une quantité variable, qui dépend tellement de la vitesse avec laquelle le navire doit être levé, qu'une donnée générale sur leur prix n'aurait pas plus de valeur que le prix d'un navire sans l'indication de sa vitesse et de la force de son appareil moteur.

Pour les frais de fonctionnement, le bassin de radoub a le léger avantage d'exiger un ou deux hommes de moins, ce qui est plus que compensé par la grande économie de combustible dont on a parlé plus haut, et la différence finale est une quantité négligeable.

Pour l'entretien, le bassin devrait en théorie avoir, s'il est bien construit, un grand avantage sur une construction en acier. En pratique cependant il y a toujours beaucoup de petites réparations, et le fonctionnement continu des pompes d'assèchement à opposer à cet avantage.

Dans un dock flottant les frais d'entretien peuvent être maintenus à un chiffre très peu élevé, si les menues réparations et l'entretien sont faits par l'équipage du dock, et se bornent au prix de la peinture et des matériaux.

L'importance de l'entretien dépend d'ailleurs beaucoup de la nature des eaux dans lesquelles le dock est mouillé, et il peut nécessiter une peinture complète tous les ans, ou bien, comme c'est le cas pour un dock étudié par la Maison de l'auteur, passer quelque douze ans sans qu'on ait besoin de toucher à la partie immergée.

D'après le prix réel de la réparation d'un dock flottant placé dans des conditions moyennes, qu'on avait laissé neuf ans sans s'en préoccuper, on a trouvé que la dépense de remise en état complète de la coque et de la machine s'élève à environ 7 pour 100 du prix d'achat du dock. Si l'on suppose que des remises en état seront nécessaires au bout des mêmes périodes, on en conclut qu'une somme annuelle de moins de 1 pour 100 suffira pour un entretien permanent convenable.

L'auteur n'a pas l'intention d'entrer dans la description du type particulier de dock flottant, que sa Maison a spécialement étudié en vue de la guerre navale moderne, parce qu'il a été décrit en détail dans les *Proceedings of the Institution of Naval Architects* (vol. XXXVIII), mais il donnera quelques figures, qui montrent la disposition générale et les dimensions principales.

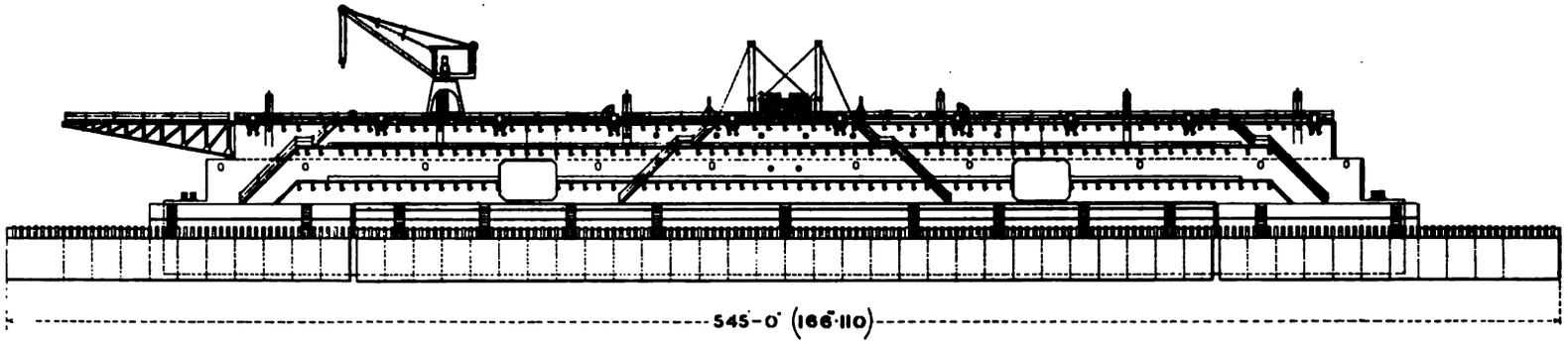
La première représente le dock flottant, que la Maison de l'auteur étudie actuellement pour le Gouvernement Britannique, et qui doit être placé aux Bermudes; le traité de construction a été passé avec MM. Swan et Hunter, de Wallsend-on-Tyne.

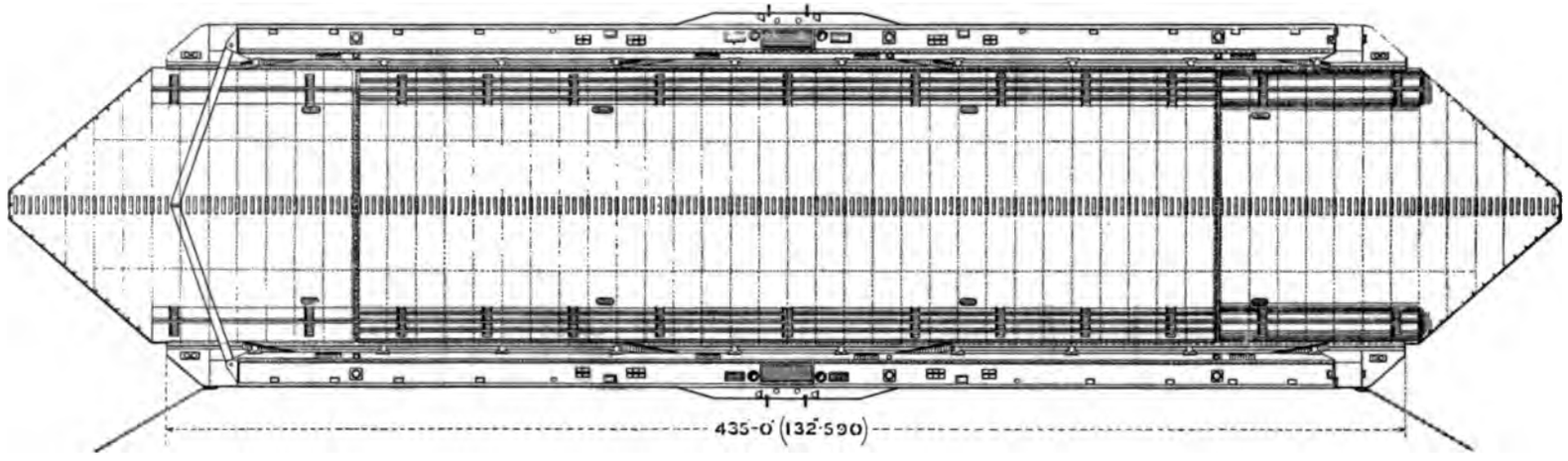
La longueur de ce dock est de $166^{m},110$, sur les tains, la largeur d'entrée $30^{m},48$, et il est capable normalement de recevoir des navires calant $10^{m},60$, sur des tains hauts de $1^{m},22$. A cette immersion les murailles ont un franc-bord de $1^{m},076$, qui, en cas de nécessité, pourrait être avec sécurité réduit d'au moins $0^{m},30$ pour augmenter la hauteur d'eau sur les tains. La puissance élévatoire jusqu'au niveau du ponton est de 15500 tonnes; mais en utilisant les capacités des murailles qui entourent le ponton, on peut accroître la puissance, et la porter à 17500 tonnes.

Le dock est sous tous les rapports très complet; il est muni d'un éclairage électrique complet, de grues électriques de 5 tonnes, courant sur le sommet de chaque mur, et de puissants cabestans verticaux, qui peuvent servir pour les plus grands cuirassés. Les ponts sont bordés en teck, munis de dispositifs pour recueillir et emmagasiner toutes les eaux pluviales, et le fond est défendu par des quilles en green-heart, en vue d'éviter les avaries du bordé, au cas où une marée exceptionnellement basse le ferait asseoir sur le fond de corail de son mouillage. La machine est assez puissante pour soulever un cuirassé déplaçant 15000 tonnes en trois heures et demie. Il sera construit dans la Tyne, y sera armé et essayé, et remorqué à destination à l'état d'achèvement complet.

Le poids de coque de ce dock, c'est-à-dire la quantité de tôles, de barres profilées, de rivets, boulons, etc., et de tous les autres matériaux nécessaires, mais non compris les machines, le bois et tous les autres accessoires qui peuvent varier au choix de l'acheteur, s'élève à 6500 tonnes.

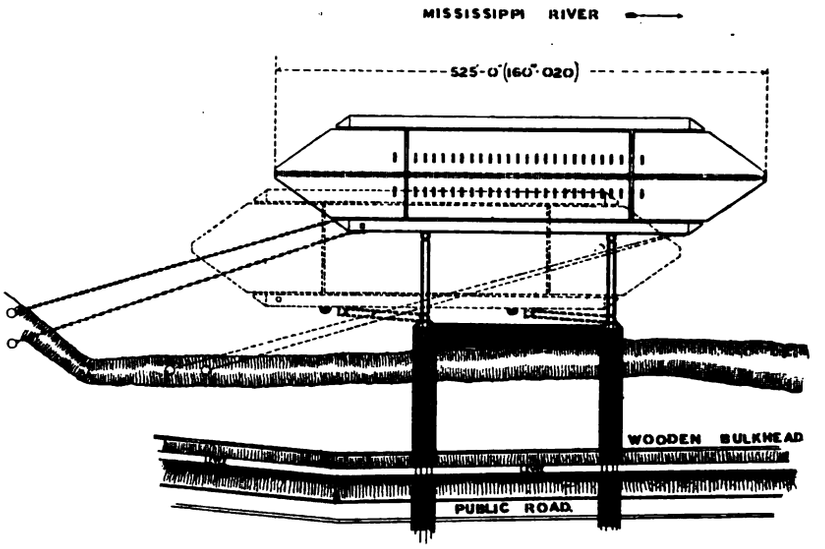
Le second dock, dont le plan est représenté par la *fig.* 2, a été étudié par la Maison de l'auteur pour le Ministère de la Marine des États-Unis d'Amérique, et va être prochainement terminé au chantier de construction de Spar-


545-0" (166·110)


435-0" (132·590)

row's Point, appartenant à la Pennsylvania Steel C°. Sa longueur est de 160m,020 sur tains, son entrée a 30m,480 de large, et il a une puissance élévatoire de 18000 tonnes. Sur ce dock on n'a pas établi de dispositifs pour uti-

Fig. 2.



liser les compartiments latéraux des murailles; mais on pourrait les ajouter à très peu de frais, si dans l'avenir on avait besoin de porter la puissance jusqu'à 20000 tonnes. Comme disposition générale, ce dock ressemble beaucoup à celui du Gouvernement Britannique, mais nous en donnons le plan, pour montrer comment ce dock, qui doit être placé à Algiers, au faubourg de la Nouvelle-Orléans, est ancré dans le courant du Mississipi. Le dock lui-même est attaché à de forts pylônes en acier, enfoncés dans le sol, au moyen de poutres à treillis articulées dans toutes les directions.

Le dock peut donc monter et descendre avec le fleuve, qui est sujet à de fréquentes crues, dépassant quelquefois de 6m le niveau du golfe, et en même temps peut être ramené vers le rivage, de manière à éviter le violent courant, qui peut atteindre quelquefois quatre nœuds. Les poutres forment en même temps passerelles, permettant d'accéder au dock et d'y apporter les matériaux. On remarquera en outre que ce mode d'attache permet de fixer toutes les amarres à des bittes enfoncées dans le rivage, et laisse le côté du dock placé vers la rivière parfaitement libre pour la manœuvre du dock ou l'ancrage d'autres navires.

Ce dock sera également terminé au chantier de construction, et remorqué à destination. Le poids de coque est de 5850 tonnes.

Les élévations en bout de ces deux docks sont placées en regard (*fig.* 3 et 4), parce qu'elles montrent bien les méthodes différentes adoptées par les gouver-

Fig. 3.

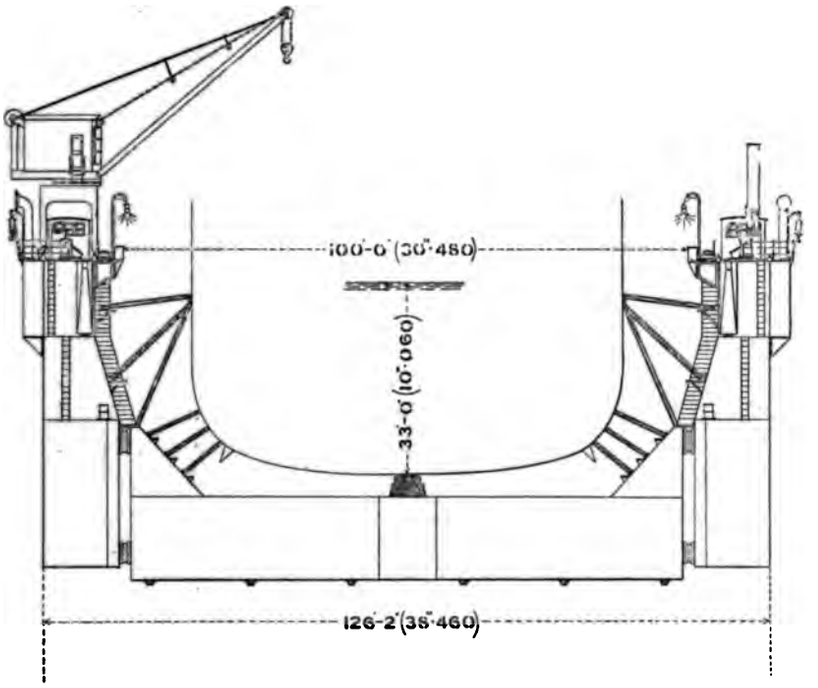
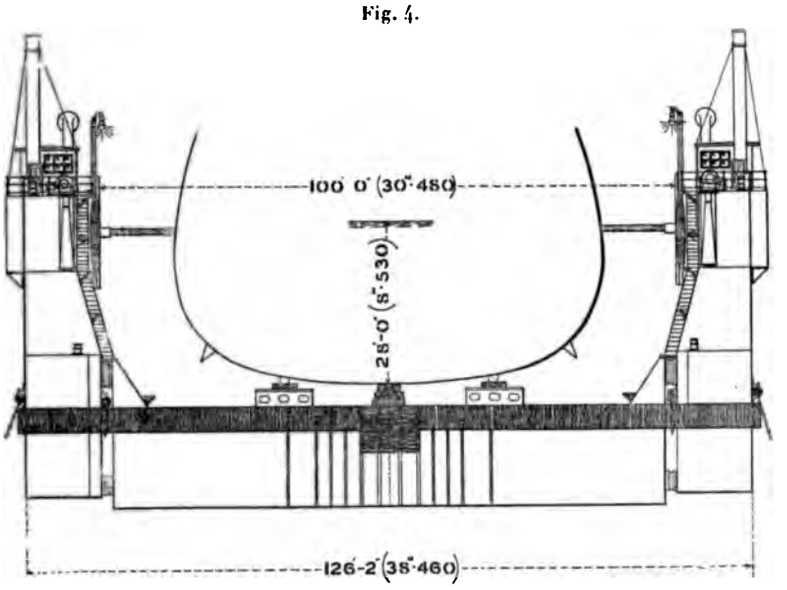

100'-0" (30·480)
33'-0" (10·060)
126'-2" (38·460)

Fig. 4.


100' 0" (30·480)
28'-0" (8·530)
126'-2" (38·460)

nements des deux pays pour accorer ou étayer le navire dans le dock.

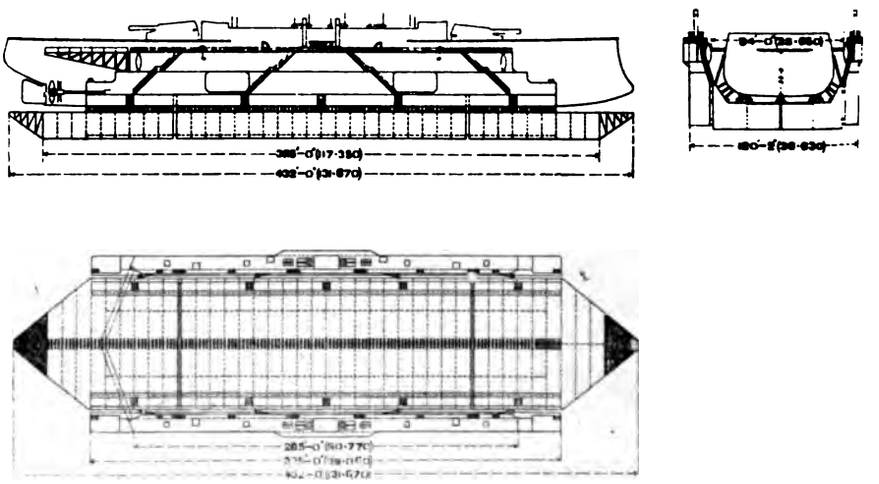
L'habitude Anglaise, qui est aussi celle de l'Italie et du Japon, est de soutenir la cuirasse de ceinture par des accores plus ou moins verticales, buttant sous une cornière solidement fixée au blindage. Ces accores sont mises à poste, quand le navire est à flot et, pendant que l'eau se retire, l'on en met de plus en plus. On remarquera que le dock des Bermudes a, à cet effet, de larges banquettes.

L'habitude Américaine, au contraire, est de renforcer les fonds des cuirassés par de fortes carlingues, formant un plan avec la quille. On n'a pas besoin d'autres accores que de celles qui sont nécessaires pour mettre le navire au milieu, on n'a pas grand soin à donner à l'ajustage du chantier, et une rangée de tains suffit pour les navires de toute dimension.

Si la longue expérience de l'auteur dans l'étude de la mise au bassin des navires lui permettait d'avoir une opinion sur les deux méthodes, il aimerait à exprimer sa très grande préférence pour le système Américain. Il réduit beaucoup le poids et le nombre des accores, dont il faut un approvisionnement spécialement taillé pour chaque type de cuirassé; ce qui est plus important, c'est qu'il donne une grande économie de temps, non seulement dans la préparation du chantier et le centrage du navire, mais encore dans le levage. Avec la méthode Américaine, on pourrait parfaitement échouer complètement le navire dans le temps que nécessite la méthode Anglaise pour le centrer et l'accorer.

Les deux docks cités plus haut sont en cours de construction, mais le dessin

Fig. 5.

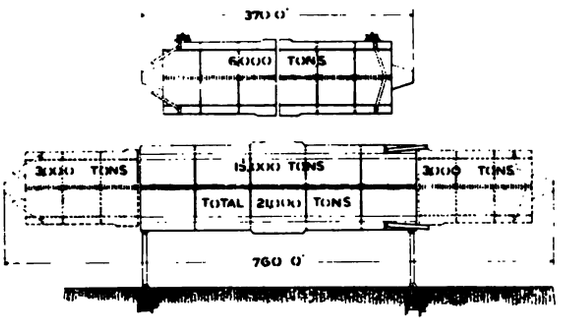


qui suit (*fig.* 5) représente une espèce analogue de dock, étudiée seulement pour les cuirassés ou les croiseurs courts, c'est-à-dire pour une marine ne comprenant pas de paquebots parmi ses unités, et, dans le cas actuel, on

avait en vue la Marine japonaise. La puissance élévatoire jusqu'au pont du ponton est de 15000 tonnes; on a donné une entrée légèrement plus étroite, et la construction a toute la légèreté que la sécurité permet de réaliser. Le poids de coque de ce dock n'est que de 5050 tonnes, ou 33,3 tonnes d'acier par 100 tonnes soulevées.

La *fig.* 6 indique une autre forme de dock, qui semble tout particulièrement appropriée à un grand chantier de construction.

Fig. 6.



Afin de pouvoir entreprendre la construction de navires de tous types, ce dock se subdivise en trois parties : une première tranche centrale, tout spécialement renforcée, a 118 mètres de long et un port de 15000 tonnes; deux autres docks plus petits, de 3000 tonnes chacun, peuvent être réunis chacun à l'une quelconque des extrémités de la partie centrale. La longueur sur tains devient ainsi de 215 mètres, et la longueur totale de 232 mètres. Le port global devient alors de 21000 tonnes.

Les deux petits docks peuvent être au contraire utilisés séparément ou ensemble; ils forment dans ce cas un dock d'une longueur de 113 mètres, ayant une puissance de 6000 tonnes, suffisante dans le cas de navires de commerce ordinaires.

Le poids total des coques de ces docks atteint 8500 tonnes, ce qui représente environ 36^{tonnes},5 d'acier pour 100 tonnes du bateau supporté par le dock.

On remarquera que cette forme donne en réalité un double dock pouvant être utilisé d'une façon indépendante; au contraire un bassin, muni dans sa partie centrale d'une porte supplémentaire, est d'un usage bien moins commode, puisqu'un bateau échoué dans la partie arrière peut être immobilisé indéfiniment par un accident arrivé à un bateau placé dans la partie avant.

Ce grand dock peut être prévu pour porter des navires de 275 mètres de long hors tout, si cela était nécessaire.

Le désir de l'auteur n'est pas de faire de ce Mémoire un catalogue des docks, mais au contraire d'attirer l'attention sur les facilités que présente

le dock flottant, et surtout sur les services qu'il peut rendre aux navires modernes.

La loi ordinaire du progrès tend à montrer le dock flottant comme l'engin de carénage de l'avenir; nous sommes, pouvons-nous dire, véritablement dans l'âge de l'acier. Ce métal a déjà remplacé le bois de nos planchers, la maçonnerie de nos ponts. Aux États-Unis l'ossature des grandes constructions modernes est également en acier. Il est donc facile de prévoir que des docks métalliques sont appelés à remplacer les bassins actuels, qui exigent des masses de maçonnerie si énormes.

APPARAUX DE MANŒUVRE

ET

FIXATION DES REMORQUES EN FIL D'ACIER,

PAR M. MOISSENET,
Ingénieur en chef de la Marine.

INTRODUCTION.

L'emploi des cordages en fil d'acier dans la Marine Française comme remorques, et aussi comme aussières de halage, d'amarrage, etc., remonte au moins à une quinzaine d'années. La substitution de ce filin métallique au filin de chanvre dans ces divers usages fut, à coup sûr, un grand progrès, car tout le monde sait combien le câble d'acier l'emporte sur le câble de chanvre en résistance, en faible poids, en encombrement modéré.

Mais, par contre, la façon de se comporter de l'un et de l'autre de ces câbles est radicalement différente. Alors qu'avec le filin de chanvre, la Marine était en possession d'un outil quarante fois séculaire, d'un maniement parfaitement connu, et soumis à des règles enseignées dès le plus bas âge à tout marin, elle se trouve, avec le filin d'acier, vis-à-vis d'un organe, souple à coup sûr, léger, résistant, mais réfractaire par essence à tous les *nœuds*, dont la parfaite connaissance, et la prompte réalisation constituent le premier savoir-faire du matelot.

Bien vite on se rendit compte qu'à part la fixation sur des bittes, à l'aide d'un grand nombre de tours et de quelques amarrages, aucune tenue ne se peut exercer sur un câble d'acier, autrement qu'en le saisissant par l'une ou par l'autre de ses extrémités, préalablement contournée en forme de boucle, ou épissée à l'entour d'une cosse.

Ainsi, le point fixe, sur le cordage qui nous occupe, ne se réalise que par tours sur une bitte, ou par bout sur un croc; quant à l'application sur lui d'un organe de traction, *c'est par bout seulement qu'elle est possible,* si bien qu'il n'est pas loisible, dans une manœuvre, de faire intervenir, *du moins*

sous un effort énergique, une portion d'un câble métallique, et qu'il faut se résoudre à le mettre en œuvre tout entier ou pas.

C'est ce deuxième inconvénient, dont la gravité saute aux yeux de prime abord, que j'ai eu premièrement en vue de faire disparaître, en étudiant des *griffes mobiles,* susceptibles d'établir une solidarité plus ou moins prolongée du filin saisi en un point quelconque de sa longueur avec un organe de traction énergique approprié, et principalement avec un fort palan, puis de le rendre libre, après cessation de la traction.

Ensuite les circonstances m'ayant favorisé, et les griffes s'étant réalisées d'une façon satisfaisante, je me suis trouvé conduit à appliquer leur principe à l'édification d'organes permettant d'*immobiliser* complètement, et d'une façon plus ou moins durable, le cordage d'acier, saisi en un point quelconque de sa longueur, puis de le rendre libre à volonté.

Il existait, je m'empresse de le reconnaître, des appareils antérieurs, visant à remplir ce *desideratum,* et ayant déjà rendu, dans cet emploi, des services, notamment en Angleterre. Ils sont connus sous le nom de *stoppeurs.* C'est ce nom que j'ai conservé pour mon deuxième appareil, au lieu et place de la périphrase qui l'eût plus exactement défini, *griffes fixes* et disposées de façon à rendre *à volonté* libre le filin qu'elles saisissent.

Je serai amené en divers lieux du présent Mémoire à revenir sur les caractères communs de conception et d'emploi, que présentent ces deux appareils, comme aussi sur les points qui les différencient, et en font non pas deux organes à employer indifféremment l'un pour l'autre, mais bien deux organes se complétant l'un l'autre, et coopérant pour rendre la remorque en acier aussi et plus facile à manœuvrer, que ne le fut jamais la remorque de chanvre.

Les griffes et le stoppeur sont basés sur le principe du coincement, et se composent de deux parties essentielles, une *boîte* et un *coin de serrage.* En outre, pour faciliter le décoincement, nous faisons intervenir un second coin, ou *coin de desserrage.* Nous allons, en vue de simplifier et faciliter la partie géométrique de notre exposé, décrire d'abord une griffe, dont l'emploi resterait à la rigueur admissible pour les faibles calibres, et ne comportant qu'un *coin de serrage.*

PREMIÈRE PARTIE.

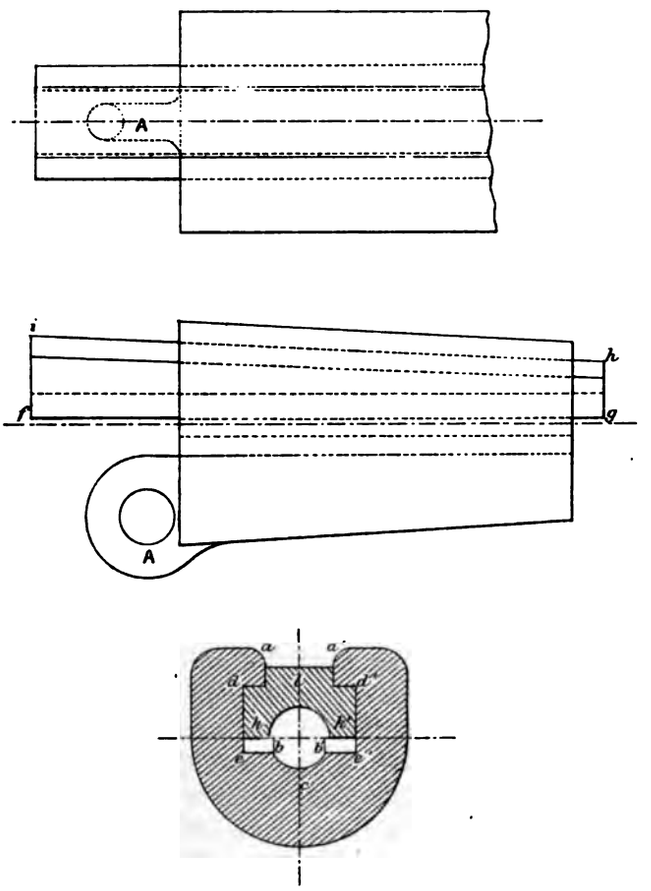
GRIFFE.

I. — Griffe pour les faibles calibres avec un seul coin de serrage.

A. *Description de la griffe.* — La boîte est un corps allongé (*fig.* 1) à base rectangulaire arrondie, entaillée d'abord d'un prisme rectangulaire prolongé

par une cannelure demi-cylindrique *a*, *b*, *c*, *b'*, *a'*, au fond de laquelle vient reposer le filin, puis d'une cannelure prismatique en croix avec la première *d*, *e*, *e'*, *d'*; c'est en cette cannelure qu'on vient engager le coin *f*, *g*, *h*, *i*,

Fig. 1.



après que le filin repose dans la gorge *b*, *c*, *b'*. Le coin comporte lui-même la demi-gorge *k*, *l*, *k'*, qui achève d'embrasser le filin.

Un jeu *k*, *b*, *k'*, *b'*, suffisant pour assurer le serrage, est ménagé entre la face du coin et le fond de la boîte.

La pente du coin par rapport à l'axe des cannelures est de $0^m,05$ par mètre.

La boîte porte, du côté où l'ouverture est la plus large, un œil A, où se maille un bout de chaîne, qui se termine par une boucle suffisamment large, pour permettre d'y engager le croc du palan de manœuvre de la remorque.

Le coin se prolonge, à sa petite extrémité *h*, *g*, suffisamment pour qu'on puisse le détaper au moyen d'une masse en cuivre, pour obtenir le desserrage.

B. *Emploi de la griffe précédente.* — Un bout de chaîne, fixé à l'œil de la

boîte qui vient d'être décrite, est maillé à une caliorne, de résistance à la rupture proportionnée, et, si possible, égale à celle de la remorque qu'on veut manœuvrer.

On commence par graisser la cannelure et les plans inclinés de la boîte, puis après avoir engagé la remorque sur la cannelure, ou bien présenté sous la remorque, supposée raide, la boîte, de façon qu'elle soit en contact avec cette remorque par sa cannelure de fond, on passe le coin dans l'entaille de la boîte, et on l'assure par quelques coups de maillet.

On peut alors embraquer le garant du palan qui agit sur la boîte; au moment où ce palan raidit, on constate que le coin reste immobile par rapport au filin, et que la boîte glisse peu à peu sur l'ensemble de ces deux corps devenus solidaires.

Au moment où cesse ce mouvement relatif, la remorque est complètement molle en amont de la griffe, et l'effort de traction qui s'exerce sur elle en aval de la griffe se transmet intégralement au palan.

Dès lors, le palan peut être employé aux trois fins suivantes :

Ou bien à embraquer la remorque;

Ou bien à la filer en douceur;

Ou bien à la maintenir momentanément immobile.

Si, pendant que la griffe est en prise, et le palan maintenu raide, la traction exercée en aval sur la remorque vient à croître, *même par à-coups brusques*, le mouvement relatif de la boîte se produit à nouveau, et il en résulte une augmentation de serrage, et, par suite, un accroissement des forces de friction mises en jeu, qui fait équilibre au surcroît de traction exercée.

Ainsi la griffe est à la fois un appareil d'entière sécurité, puisqu'elle ne laisse jamais glisser le filin, et un appareil présentant l'avantage de ne serrer le filin qu'exactement en proportion de l'effort requis.

La griffe, telle que nous venons de la décrire, fixée à l'extrémité d'un palan ayant servi soit à embraquer, soit à filer à retour, soit à tourner momentanément la remorque, quand l'opération à laquelle elle a servi est exécutée, on doit à nouveau immobiliser la remorque, en amont de la griffe, sur une bitte, ou un point quelconque de son parcours, sur un stoppeur qui peut être au besoin une autre griffe. Puis on mollit en grand le palan pour détacher la griffe.

Cette opération se fait en frappant avec une masse de cuivre sur le petit bout du coin, et n'est pas impossible tant que l'effort de traction n'a pas dépassé une dizaine de tonneaux. Mais pour les très grands efforts, il deviendrait difficile, et même impossible de produire le décoincement à coups de masse. Aussi, nous avons cherché un moyen pratique de faciliter le desserrage, en vue des remorques de fort diamètre, et nous avons ensuite appliqué ce moyen à toutes les griffes, même de faible diamètre.

La griffe une fois détachée, on n'a plus qu'à affaler la caliorne, s'il s'agit d'embraquer la remorque, ou à embraquer la caliorne, s'il s'agit de filer la re-

morque, puis à fixer à nouveau la griffe. Chaque fixation de la griffe permet ainsi de raccourcir ou d'allonger la remorque de toute la course de la poulie mobile de la caliorne.

C. *Géométrie du fonctionnement de la griffe précédente.* — Soient

XX (*fig.* 2) la direction du filin,

α l'angle du coin,

φ l'angle de frottement du coin dans la boîte,

f l'angle de frottement du filin sur la boîte et sur le coin.

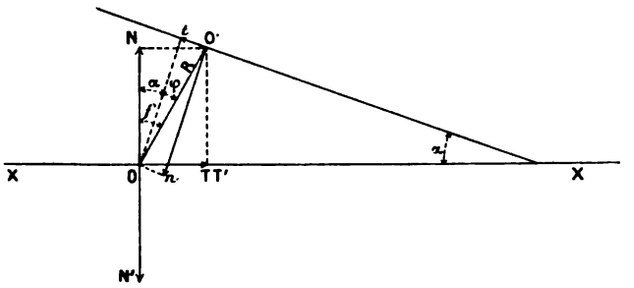
A titre de simplification, le présent examen géométrique n'ayant pour but que de donner des aperçus sur le fonctionnement général des griffes, nous négligerons les variations des angles f et φ, dans les divers cas de frottement au départ ou en marche.

Nous admettons pour φ, angle de frottement d'acier sur acier, légèrement lubrifié, la valeur arc tang 0,15.

Nous allons chercher la valeur de f.

Tout d'abord le coincement fait naître des réactions normales au filin N

Fig. 2.



et N', s'exerçant sous les cannelures du coin et de la boîte. Le filin ne subissant aucun déplacement normalement à son axe, on peut écrire évidemment $N = N'$.

Sous l'effet des forces normales N et N', il se développe, en sens contraire de la traction exercée sur le filin, des forces de frottement T et T', respectivement égales à N tang$f$, et à N' tang$f$, et, par suite, égales entre elles.

Si nous appelons Q l'effort exercé sur le filin, et supporté par l'œil de la boîte et la caliorne, on a donc

$$T = \frac{Q}{2}.$$

Examinons maintenant les forces qui s'exercent sur le coin : ce sont seulement la composante normale N et la composante tangentielle T, du côté du filin, et les composantes normale et tangentielle n et t de la réaction qui s'opère du côté de la boîte, et il est en équilibre sous ces quatre forces. Il faut donc que leurs résultantes soient égales, de même direction et de sens contraire.

Soit $OO' = R$ la résultante des forces T et N.

$O'O = -R$ sera la résultante des forces t et n, et nous en déduisons la valeur de chacune de ces forces, en projetant le point O sur une parallèle et une normale à la face oblique du coin, passant par le point O'.

Or, de l'examen de la figure, il résulte qu'on a

$$\widehat{NOO'} = f,$$
$$\widehat{tOO'} = \varphi.$$
$$\widehat{NOt} = \alpha.$$

Donc $f = \varphi + \alpha$.

Ainsi la condition nécessaire et suffisante pour que l'équilibre puisse s'établir dans notre appareil, tel qu'il est constitué, est que *l'angle du coin* soit au plus égal à *la différence* entre *l'angle de frottement de la remorque sur les parois du coin et de la boîte, et l'angle de frottement de ces deux pièces, l'une par rapport à l'autre.*

L'expérience a prouvé :

1° Qu'avec un angle de coin égal à angle tang 0,10, l'équilibre ne s'obtient pas à coup sûr;

2° Qu'avec un angle égal à angle tang 0,05, l'équilibre s'obtient spontanément, en l'absence de tout lubrifiant, et de tout amorçage à coups de masse;

3° Qu'avec ce même angle, l'équilibre ne s'obtient plus sans hésitation au départ, si le coin n'est pas lubrifié, et si le filin est mouillé, et qu'il faut *amorcer* à coups de maillet;

4° Que même avec le filin mouillé, l'équilibre s'obtient, dès le début de l'expérience et pour de faibles tractions, si le coin et la cannelure de la boîte sont lubrifiés;

5° Que dans ces conditions, l'équilibre continue à se produire même pour les efforts énergiques qui, produisant, par la compression du filin, une exsudation de l'huile de lin dans laquelle il est conservé, se trouvent avoir pour effet de lubrifier le filin, circonstance contraire aux besoins de la cause.

Quoi qu'il en soit, ayant admis un coefficient de frottement égal à 0,15 (tang 8°32') pour la boîte et le coin, et ayant adopté pour le coin une pente de 0,05 (tang 2°52'), nous nous trouvons conduits à conclure que les déformations subies dans notre appareil font naître un frottement de 0,20 (exactement tang 11°24') entre la remorque et les cannelures du coin et de la boîte.

Envisageons maintenant ce qui se passe au moment du décoincement, en admettant la simplification relative à la constance des coefficients de frottement formulée plus haut.

Les déformations ne changeant pas quand la caliorne est mollie, les efforts normaux restent les mêmes, et si nous admettons que les coefficients de

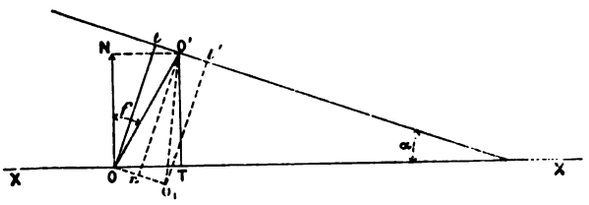
frottement ne varient pas, les composantes tangentielles restent aussi les mêmes en grandeur. Reste à se rendre compte de leur sens.

Le décoincement est le résultat d'un mouvement relatif de la boîte par rapport au coin; en ce mouvement l'on peut admettre que l'une des pièces reste immobile, et que l'autre seule se déplace. Elles sont, d'ailleurs, retenues par des forces analogues, frottement T sur le filin et frottement $-t$ à leurs faces respectives de contact. La pièce mobile, quelle qu'elle soit, prend un mouvement relatif par rapport au filin, dans le même sens que le mouvement relatif qu'avait la boîte par rapport à la remorque, au moment du serrage.

Et comme la pièce fixe est solidaire du filin, le mouvement par rapport à cette dernière est encore dans le même sens.

Si donc, pour fixer les idées, nous admettons que c'est le coin qui se déplace, il est soumis, d'une part, au frottement T (*fig.* 3) et à la réaction nor-

Fig. 3.



male N du filin, de l'autre à la réaction normale n et au frottement $t' = -t$ de la boîte.

Cherchons la grandeur de la force parallèle à XX nécessaire pour provoquer le décoincement.

Elle est égale à T, plus la projection sur XX de la résultante $O'O_1$ de O n et de $O't'$.

Or, d'une part, on a

$$O'O_1 = OO' = R = \frac{T}{\sin f};$$

de l'autre, on a

$$\widehat{nO'T} = \alpha, \qquad \widehat{nO'O_1} = \varphi,$$

d'où

$$O_1O'T = \varphi - \alpha.$$

La projection de $O'O_1$ sur XX est donc égale à

$$R \sin(\varphi - \alpha) \quad \text{ou} \quad \frac{T \sin(\varphi - \alpha)}{\sin f}.$$

et la force nécessaire pour le décoincement est égale à

$$T\left[\frac{1 + \sin(\varphi - \alpha)}{\sin f}\right] = Q\left[\frac{1 + \frac{\sin(\varphi - \alpha)}{\sin f}}{2}\right].$$

En remplaçant α, φ et f par leurs valeurs, on trouve pour valeur de la force cherchée environ $\frac{3}{4} \times Q$; Q étant la plus grande valeur de la traction qu'ait subie la remorque, pendant que la griffe était en prise.

II. — Griffe complète avec coin de serrage et coin de desserrage.

A. *Principe de la griffe.* — La plus forte aussière employée pour les remorques ayant une résistance à la rupture de 114 tonneaux, on voit que, si une aussière de ce calibre venait à se rompre, la griffe étant en prise, il faudrait, pour décoincer le coin de cette griffe, produire un effort de 76 tonneaux. Il est donc certain qu'on ne réussirait pas à le décoincer à coups de masse. Dans la pratique courante de l'emploi non seulement de cette remorque de calibre maximum, mais encore de toutes celles de fort calibre, le décoincement ne saurait être obtenu en frappant avec une masse sur le petit bout du coin.

Aussi avons-nous cherché une solution nouvelle, qui, sans modifier en rien le principe de l'appareil au moment du serrage, permette un desserrage instantané et sans effort, aussitôt le palan molli, quelle que soit la traction exercée pendant que la griffe était en prise.

Cette solution s'est trouvée pratiquement être assez simple, et surcharge assez peu la griffe, pour que nous croyons opportun de l'étendre à tous les calibres, même les plus petits. Il en résultera une uniformité d'emploi absolue, et un fonctionnement meilleur pour toutes les griffes.

La solution en question consiste à loger dans la boîte un deuxième coin, qui contient la demi-cannelure où s'engage le filin.

Ce deuxième coin a une pente beaucoup plus accusée que le coin de serrage; aussi reste-t-il immobile par rapport à la boîte, au moment où l'on met la griffe en prise. Mais, quand il s'agit de décoincer, le coin supérieur et le coin inférieur restant immobiles par rapport au filin, s'ajoutent l'un à l'autre pour former comme un coin unique à grand angle au sommet, sur lequel la boîte glisse facilement.

B. *Géométrie de la griffe à double coin.* — Nous nous proposons, toujours sous les mêmes réserves de simplifications relatives aux coefficients de frottement, de calculer la pente à donner à ce second coin, pour annuler entièrement l'effort de décollement de la boîte.

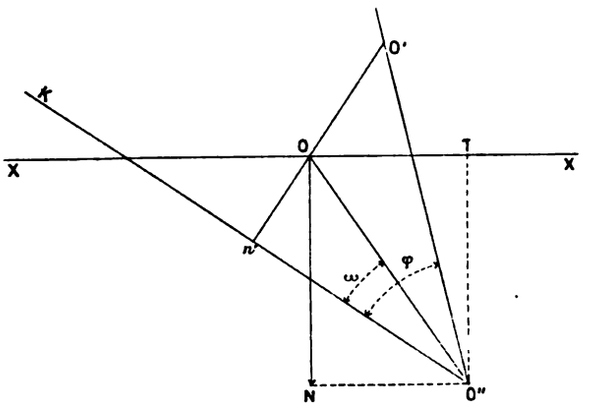
Ainsi qu'on l'a vu plus haut, la composante horizontale de l'action et de la réaction totale, qui s'exerce entre le coin supérieur et la boîte, est égale à $\frac{Q}{2} \frac{\sin(\varphi - \alpha)}{\sin f}$, alors que le frottement de ce coin sur le filin est égal à $\frac{Q}{2}$.

Si la composante horizontale de la réaction, qui s'exerce entre le coin inférieur et la boîte est égale à $\left[-\frac{Q}{2} \frac{\sin(\varphi - \alpha)}{\sin f}\right]$, ce coin inférieur étant d'ail-

leurs retenu sur le filin par le même frottement $\frac{Q}{2}$ que le coin supérieur, le problème sera évidemment résolu : toute action telle qu'un léger coup de masse appliqué sur la face avant de la boîte, ou encore sur le petit bout du coin de serrage, aura pour effet de produire un mouvement relatif de la boîte, du côté de la partie étroite des coins, ce qui permettra ensuite de faire sortir sans effort le coin supérieur et le filin lui-même de la boîte.

Soit XX l'axe du filin. Au moment où se produit le serrage, il naît sur la face en contact avec le filin du coin inférieur une réaction normale ON et une

Fig. 4.



composante de frottement OT, qui se composent suivant une résultante OO'' égale et symétrique à la résultante OO' sur le coin supérieur de la *fig.* 2.

Le coin inférieur restant en équilibre, l'action qu'il subit de la part de la boîte est égale à OO'', de même direction et de sens contraire. Nous la représenterons par O''O. Donnons-nous, *a priori*, la normale à la face du coin O''K, sur l'arrière de OO'', et faisant avec OO'' l'angle à déterminer ω.

La composante normale de l'action de la boîte sous la face du coin est $O''n'$, projection de OO'' sur O''K, et sa composante tangentielle est égale à On'.

Les déformations ne variant pas quand la griffe cesse d'agir, la composante normale ne variera pas. Mais la composante tangentielle, au moment où se produit le desserrage, atteint une valeur $n'O'$, telle que l'angle $\widehat{n'O''O'}$ soit égal à l'angle de frottement φ.

L'effort total, à ce moment, est alors égal à O''O', et sa projection sur XX est $O''O' \times \sin \widehat{O'O''T}$.

Cherchons la valeur de cette projection. On a

$$O''n' = OO'' \cos \omega,$$

$$O''O' = \frac{OO'' \cos \omega}{\cos \varphi},$$

et enfin

$$\widehat{O'O''T} = \widehat{TO''O} + \widehat{OO''K} - \widehat{KO''O'} = f + \omega - \varphi,$$

ou encore, en remplaçant $f - \varphi$ par sa valeur α,

$$O'O''T = \omega + \alpha,$$

si bien que la composante cherchée est

$$-OO'' \frac{\cos\omega}{\cos\varphi} \sin(\omega + \alpha).$$

Laissons la valeur de la composante suivant XX, de la réaction exercée au moment du décoincement sur le coin inférieur, sous la forme $OO' \sin(\varphi - \alpha)$.

Nous devrons avoir

$$OO' \sin(\varphi - \alpha) - OO'' \frac{\cos\omega}{\cos\varphi} \sin(\omega + \alpha) = 0,$$

soit, puisque $OO' = OO''$,

$$\cos\omega \sin(\omega + \alpha) = \cos\varphi \sin(\varphi - \alpha).$$

Cette équation peut s'écrire

$$\tfrac{1}{2}[\sin(\alpha + 2\omega) + \sin\alpha] = \cos\varphi \sin(\varphi - \alpha),$$

d'où

$$\tfrac{1}{2} \sin(\alpha + 2\omega) = \cos\varphi \sin(\varphi - \alpha) - \tfrac{1}{2} \sin\alpha.$$

En remplaçant φ et α par leurs valeurs respectives

$$\varphi = \text{arc tang } 0,15 = 8^\circ 32',$$
$$\alpha = \text{arc tang } 0,15 = 2^\circ 52',$$

il vient, tous calculs faits,

$$\sin(\alpha + 2\omega) = 0,07265,$$
$$\alpha + 2\omega = 8^\circ 32',$$
$$\omega = 2^\circ 45'.$$

Nous remarquerons immédiatement que ω est plus petit que φ, et que, par conséquent, au moment du serrage, le coin inférieur, bien que chassé par la force OO'' du côté de la pente du contre-coin, ne tend pas à glisser sur ce contre-coin, puisque la composante tangentielle, qui s'exerce à leurs surfaces respectives de portage, reste inférieure à la composante de frottement qui peut s'opposer à ce mouvement.

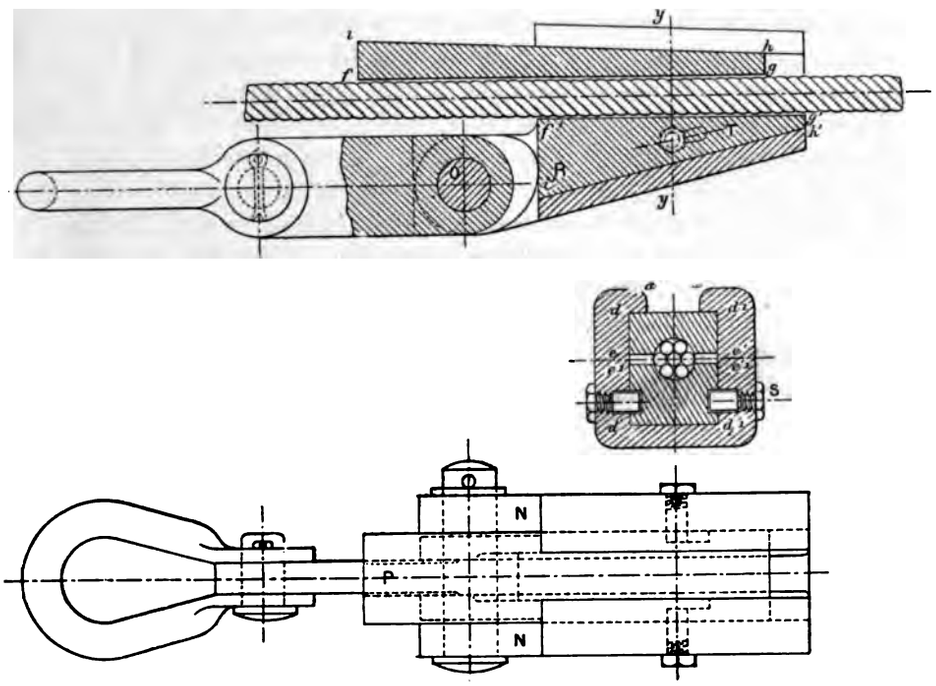
Il est intéressant d'examiner la grandeur totale de l'angle formé par les faces du coin supérieur et du coin inférieur. Cet angle est égal à $f + \omega + \alpha$, soit $\varphi + \omega + 2\alpha$. D'après les valeurs numériques de φ, de α et de ω, l'angle considéré a une valeur totale de $16^\circ 59'$.

Il ne diffère donc que de $5'$ de l'angle $2\varphi = 17^\circ 4'$, qui serait l'angle d'un coin

se décoinçant de lui-même, en l'absence des composantes intérieures $\pm N$, qui s'exercent intérieurement aux deux parties inférieure et supérieure du coin total engagé dans la boîte.

C. *Réalisation pratique de la griffe à double coin.* — Dans ce deuxième système de griffe, rien n'est changé au coin de serrage. Il porte toujours la gorge embrassant le filin à sa partie supérieure, et se loge lui-même dans la cavité $dee'd'$ de la boîte.

Fig. 5.



Mais cette cavité se prolonge, et la boîte tout entière prend une forme trapézoïdale longitudinalement, pour loger le coin de *desserrage*, en coupe transversale suivant e_1, d_1, d'_1, e'_1, et en coupe longitudinale suivant f', g', h', i'. C'est ce dernier coin dans lequel est pratiquée, suivant f', g', la gorge embrassant la partie inférieure du filin. Sa face inférieure i', h', fait avec f', g', l'angle calculé au précédent paragraphe (pratiquement 14°, ou encore angle tang $\frac{1}{4}$); ses extrémités g', h', f', i' affleurent, quand l'appareil est dans la position de mise en prise, les faces de la boîte, si bien que le coin de desserrage remplit exactement à ce moment la cavité pratiquée pour le loger.

Pour permettre de l'y faire entrer, nous supprimons l'œil central de la boîte du premier type, et nous le remplaçons par deux oreilles N percées des trous O; dans ces trous passe, après engagement du coin, le boulon d'une pièce P agissant comme un levier; c'est dans l'œil de cette pièce

que se passe le boulon d'une manille, où s'accrochera le croc du palan servant à actionner la griffe.

Enfin, le corps de la pièce P, autour du boulon traversant Q, est façonné en came, si bien que quand la pièce est orientée parallèlement à l'axe de la griffe, comme le représente la figure, ou suivant une direction voisine de la parallèle à cet axe, elle vient butter en R contre la face $f'i'$ du coin de desserrage à son poste de mise en prise; mais, si l'on fait tourner la pièce de 90°, elle laisse au coin de desserrage toute latitude de parcourir le trajet nécessaire à son fonctionnement.

Pour empêcher le coin de desserrage de se déplacer dans la griffe, autrement que pour monter et descendre le long du plan incliné sur lequel il repose, des vis à tête mousse SS traversent les joues de la boîte, après introduction préalable de ce coin, et viennent pénétrer dans les cavités allongées TT, ménagées dans ses faces latérales.

D. *Emploi de la griffe à double coin.* — Pour la mise en prise de la griffe, rien n'est changé à ce que nous avons décrit pour l'emploi de la griffe avec coin unique, sauf qu'il faut avoir soin, avant de passer le filin dans l'entaille, de relever à la main la pièce à came, dans une direction sensiblement parallèle à l'axe de la boîte, ce qui a pour effet de remonter et maintenir le coin de desserrage à son poste de mise en prise.

Pour desserrer, au contraire, sitôt le filin immobilisé en un autre point de son parcours et la caliorne mollie, on ramène la pièce à came dans une direction normale à celle qu'elle occupait, ce qui rend libre le coin de desserrage. Puis on provoque un mouvement de la boîte en sens contraire du serrage, en frappant légèrement sur les oreilles de la boîte avec un maillet en bois. Nous donnons, à cet effet, à ces oreilles la forme de frappoirs rectangulaires.

Le mouvement de la boîte sur les deux coins se produit aussitôt, et, immédiatement après, le coin de serrage peut être enlevé à la main.

Nous avons soin de donner au coin de desserrage une course dans le sens normal à l'axe, égale au jeu qui séparait les deux coins. En supposant même que la griffe ait été serrée à bloc, on obtiendra, par la manœuvre qui vient d'être décrite, un décoincement complet; les deux coins se trouvent descendus tous deux par rapport à la boîte, d'une quantité égale au jeu qui les séparait avant la mise en prise, et qui les sépare donc encore après cessation de la tenue.

D'autre part, toute fausse manœuvre est rendue sans inconvénient; car, avant que la caliorne puisse être soumise à une traction sérieuse, par le seul fait qu'elle est raidie, la partie taillée en forme de came du levier auquel est fixée la manille, chasse *automatiquement* à son poste le coin de desserrage.

III. — Détermination des échantillons des griffes et leur classement en un petit nombre de numéros de série.

La détermination des échantillons des griffes a pour but de réaliser des apparaux de résistance proportionnée avec celle du filin qu'ils manœuvrent (ou au moins avec celle des caliornes qui les actionnent).

Au lieu de calculer nos griffes exactement de même résistance que les filins qu'elles ont à manœuvrer, c'est-à-dire de les disposer pour qu'elle se rompent sous la même charge que le filin correspondant, nous avons admis que *sous la charge de rupture de la remorque,* la *griffe* travaillerait à sa charge *limite d'élasticité;* de cette façon elle ne sera pas exposée à être mise hors de service par suite de déformation permanente subie, au cas où l'effort transmis atteindrait, par l'effet de quelque choc, une intensité suffisante pour rompre la remorque.

Mais dans le but d'alléger les griffes, *qui ne sauraient être trop maniables,* nous avons prévu l'emploi, dans leur construction, d'un acier à haute résistance, donnant au moins 40^{kg} de résistance élastique, avec des caractéristiques à la rupture suffisantes, tant en ce qui concerne l'allongement que la résistance, métal qui, enfin, ne devait pas être cassant pour pouvoir sans inconvénient subir les chocs transversaux.

Nous nous sommes, à cet effet, mis en rapport avec la Compagnie de Châtillon-Commentry et Neuves-Maisons, et nous ne saurions trop nous louer de la précieuse collaboration de cette grande et si justement notoire administration.

Si nos griffes ont atteint en peu de temps leur perfection, et présentent le caractère d'organes d'absolue sécurité, c'est grâce aux soins apportés dans les études de détails, et conservés dans la fabrication courante par les ingénieurs de cette Compagnie, qui ne font entrer dans leur fabrication qu'un métal soumis aux traitements les plus méthodiques et les plus perfectionnés, et réalisant à coup sûr les caractéristiques qu'il n'était pas sans hardiesse de notre part de réclamer.

On remarquera d'autre part que les griffes, telles que nous les avons décrites jusqu'ici, sont spéciales individuellement au cordage en vue duquel elles ont été établies; il paraîtrait à coup sûr peu pratique de concevoir autant de griffes différentes qu'il existe de calibres de cordages.

Or, la griffe peut se diviser essentiellement en deux parties, dont l'une, *la botte avec pièce à came et manille,* est seule relativement compliquée et coûteuse, mais par contre est pratiquement inusable, tandis que l'autre, constituée par les deux coins, chacun en forme de prisme rectangulaire creusé d'une gorge cylindrique, est d'un prix de revient beaucoup plus faible, mais peut s'user peu à peu au fond des gorges par l'emploi.

Les boîtes se construisent alors suivant une série de types étagés, à faible nombre de numéros, et, pour chaque boîte, divers jeux de coins sont travaillés identiquement les uns avec les autres; puis on y enlève le jeu à ménager, et les gorges à creuser pour chaque calibre de filin compris dans les limites correspondant à la boîte (1).

Pratiquement, il n'existe que six numéros de griffes, et, par conséquent, que six sortes de boîtes et de coins, sous la réserve que les coins correspondant à une même boîte peuvent être creusés de gorges de calibres variés. Nous ajouterons enfin que nous croyons devoir limiter à une quarantaine de tonneaux l'effort maximum transmissible, *sans outrepasser la résistance élastique du métal*, par voie de griffes.

Ce chiffre correspond en effet à la charge de rupture de la plus forte caliorne qu'on puisse employer à la manœuvre des remorques; il serait donc de toute inutilité de le dépasser.

Nous distinguons, en leur affectant un numéro *bis*, les fortes griffes calculées *au prorata* de l'effort transmissible par une grosse caliorne, des griffes plus petites calculées *au prorata* de la charge de rupture du filin lui-même. Il n'est pas sans intérêt de rapprocher, en le Tableau qu'on va lire, et à titre d'indication, les numéros d'aussières et de caliornes employées par la Marine française et leurs caractéristiques, ainsi que les numéros des griffes correspondantes, telles que les fabrique la Compagnie des Forges de Châtillon-Commentry et Neuves-Maisons.

Numéro d'ordre du cordage.	Circonférence en millimètres.	Résistance maxima en tonneaux.	Circonférence du garant de caliorne ou palan correspondant.	Charge à la rupture du garant.	Nombre de brins.	Force maxima pouvant être transmise par tous les brins.	Numéro de la griffe.	Poids de la griffe en kilogrammes.	Fa[illegible]
				tx		tx		kg	[illegible]
1 à 4...	175 à 140	115	"	"	"	"	I *bis*	48	[illegible]
5 à 8...	130 à 114	68	"	"	"	"	II *bis*	40	[illegible]
9 à 12...	102 à 83	44	125	7,800	6	46,800	III	30,500	[illegible]
13 à 16...	76 à 57	18	95	4,500	4	18,000	IV	13	[illegible]
17 à 20...	54 à 45	9	70	2,340	4	9,400	V	4,500	[illegible]
21 à 25...	42 à 32	6	55	1,500	4	6,000	VI	2,100	[illegible]

(1) On remarquera que dans ces conditions, si nous voulions nous en tenir, pour les petits calibres, à l'emploi des griffes à simple coin, il nous faudrait néanmoins loger dans le fond de la boîte des coussinets permettant la gradation des quatre ou cinq calibres de gorges correspondant à chaque boîte. Le coin de desserrage, tout aussi simple de construction qu'un coussinet, nous semble devoir être préféré, puisqu'il améliore, sans plus de frais, le fonctionnement de la griffe.

DEUXIÈME PARTIE.

STOPPEUR.

Tandis que les griffes que je viens de décrire ont pour but essentiel d'être au filin d'acier ce que le *fouet* est au filin de chanvre, c'est-à-dire sont destinées à permettre la solidarisation du filin d'acier avec tout organe de *traction mobile*, essentiellement avec la poulie mobile d'une caliorne, le stoppeur est, comme je l'ai annoncé dans l'Introduction à ce Mémoire, destiné à se substituer aux organes connus dans la Marine, soit sous le nom de *bosse*, soit sous celui de *bitte*, c'est-à-dire à constituer par lui-même *un point immobile de fixation*, soit relativement provisoire, soit relativement définitif. Il pourrait aussi jouer, le cas échéant, le rôle d'*étalingure*, c'est-à-dire, en une circonstance de force majeure, permettre de filer par bout la remorque, même en pleine traction, sans danger pour le personnel, et sans risques d'avaries graves pour le matériel.

Le principe de fonctionnement du stoppeur est analogue à celui de la griffe : emprunter à la traction même de la remorque, par l'intermédiaire d'un coin à *faible pente*, l'effort de compression strictement nécessaire pour immobiliser ladite remorque par simple frottement; puis, pour rendre ensuite libre la remorque, faire intervenir un deuxième coin incliné *à grande pente*, disposé de façon à annuler à point nommé l'effort de retenue, par un déplacement qu'il subira sous l'effet d'une force d'intensité presque nulle.

On remarquera que tout stoppeur dans lequel l'effort de compression serait emprunté à une autre source de force qu'à la traction même de la remorque, quel que soit d'ailleurs son bon fonctionnement en service courant, et pour la transmission d'efforts modérés, semble *a priori* impratique, si on le calcule pour des efforts aussi énergiques que ceux qui correspondent à la charge de rupture des plus grosses remorques de la marine, charge qui atteint jusqu'au chiffre énorme de 115 tonneaux!

Géométrie du stoppeur. — Dans le cas de la griffe, ce coin est mobile par rapport à la boîte commune qui l'enveloppe, ainsi que le coin de serrage. Les deux coins sont orientés de façon à avoir leurs gros et petits bouts respectivement en correspondance.

Pour le stoppeur, il est au contraire avantageux de rendre fixe et solidaire du bâti le coin de desserrage.

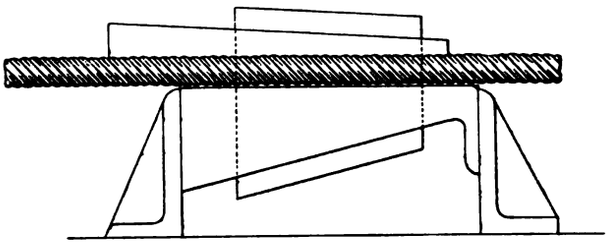
C'est alors la boîte qui, immobile au moment de la mise en prise, glisse sur l'ensemble des deux coins pour rendre possible le desserrage.

Il est facile de se rendre compte que, dans ce cas, il devient nécessaire d'orienter la pente du coin de desserrage dans le même sens que celle du

coin de serrage, si l'on veut obtenir que, pendant que la remorque est en prise, la boîte se trouve retenue à son poste par simple contact sous le coin de desserrage solidaire du bâti.

Dans une disposition telle que celle de la *fig.* 6, la boîte, tirée de gauche

Fig. 6.

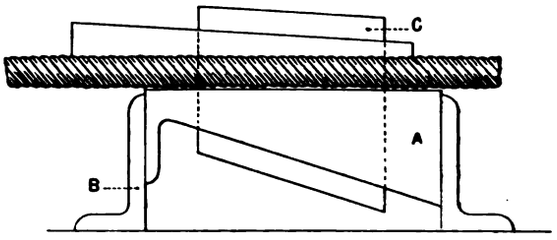


à droite par le filin, tendrait d'elle-même à filer le long du coin de desserrage, et il faudrait faire intervenir à titre de buttoir mobile, pour la maintenir pendant l'effort ou la rendre libre ultérieurement, un organe qui supporterait à certains moments une pression longitudinale égale sensiblement à la moitié de l'effort de la traction de la remorque, appliquée sous le coin de serrage et transmise par lui à la boîte. Or, par hypothèse, notre appareil ne doit contenir, en fait de pièces mobiles, que des organes destinés à n'appliquer que de faibles efforts, et pouvant rester, par suite, légers et d'une manœuvre facile et rapide.

La disposition adoptée est donc celle de la *fig.* 7 et du plan *fig.* 9.

Un coin à grande pente A est rendu solidaire d'un bâti B, après qu'on a engagé autour de lui une boîte C. Par une fente longitudinale ménagée à la partie supérieure de la boîte, on fait passer le filin pour l'amener en contact

Fig. 7.



avec une cannelure pratiquée à la partie supérieure du coin A. Puis on glisse par bout, dans un évidement prismatique de la boîte, un coin entaillé d'une cannelure complémentaire à la précédente, et achevant d'embrasser le filin (sous réserve du jeu nécessaire pour le serrage).

Si l'on se reporte à la description des griffes, on voit donc que rien n'est changé en ce qui concerne le mode de serrage.

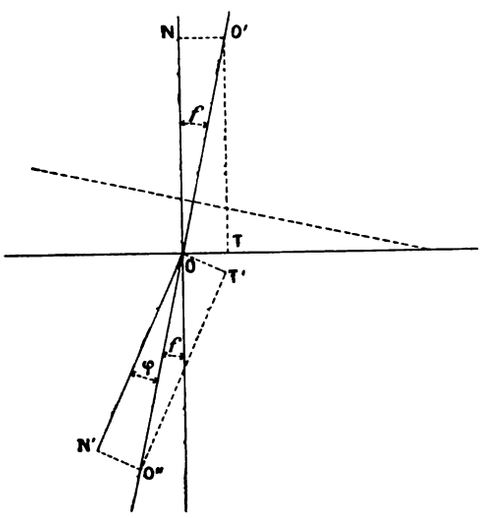
L'entraînement automatique du coin par le filin s'opérera dans les mêmes

conditions que pour la griffe. D'autre part, la boîte restera immobile, empêchée qu'elle sera de suivre le mouvement du filin, par sa surface de fond, qui se maintient en contact avec le dessous du coin inférieur à grande pente.

Pour desserrer, au contraire, il suffira de provoquer un mouvement de la boîte de droite à gauche; dans ce mouvement la boîte remontera le coin de serrage, mais descendra celui de desserrage, et comme celui-ci est à beaucoup plus grande pente que celui-là, le desserrage de la griffe en résultera.

Bien entendu, au cas où l'on voudrait desserrer en un moment où le câble subirait encore un effort de traction, il faudrait préalablement amener un buttoir en contact avec le petit bout du coin supérieur, pour empêcher celui-ci de marcher vers la droite, à mesure que le mouvement de la boîte le lui permettrait, et de reprendre mal à propos le serrage de lui-même. Mais le mouvement de ce buttoir étant *une simple mise en contact sans pression,* ne nécessitera aucun effort. Calculons la pente du coin inférieur de telle façon que son mouvement puisse en tout moment, et même *au cours de l'application d'un effort énergique sur la remorque,* être provoqué sans effort appré-

Fig. 8.



ciable. (On se rappelle au contraire que, tel qu'est posé et résolu le problème pour les griffes, on ne peut obtenir le desserrage de celles-ci qu'après cessation de tout effort sur la remorque.) L'effort transmis par le coin supérieur à la partie haute de la boîte est le même que celui transmis à ce coin par le filin, puisque le coin est en équilibre entre l'action du filin et la réaction de la boîte.

Or cet effort est, ainsi que nous l'avons montré, la résultante d'une compression normale au filin ON (*fig.* 8) et d'une composante de frottement OT, celle-ci dirigée dans le sens de la traction du filin.

La résultante OO′ fait un angle f avec la normale à l'axe des cannelures, et nous avons vu que $\tang f = 0,20$, $f = 11°24'$.

Quand il s'agit de provoquer le décoincement, nous faisons marcher la boîte de droite à gauche, c'est-à-dire que nous lui donnons, par rapport au coin de serrage, un mouvement relatif de même sens que pendant la période de serrage où, la boîte étant immobile, le coin marchait avec le filin de gauche à droite.

Les composantes de l'effort transmis par le dos du coin de serrage au haut de la boîte restent donc sans changement, et l'effort appliqué sous la partie haute de la boîte est toujours représenté par la droite OO′, faisant l'angle f avec la normale aux cannelures.

Par hypothèse, l'effort transmis au fond de la boîte par le coin inférieur doit annuler OO′, et doit être OO″ = OO′. OO″ sera la résultante de l'effort normal de compression entre le coin inférieur et le fond de la boîte ON′, et d'une composante OT′ tangentielle, s'opposant au glissement de la boîte sur le coin. Si nous menons sur la gauche de OO″ une droite ON′, faisant avec OO′ l'angle $\varphi = 8°32'$ ($\tang \varphi = 0,15$), correspondant aux frottements d'acier sur acier, le problème sera résolu, pour peu que cette droite soit choisie comme normale à la surface du coin inférieur. On voit en effet tout d'abord que, quelle que soit l'intensité de la force OO′, qui tend à entraîner la boîte, le coin inférieur suffira à maintenir celle-ci en équilibre, tant par l'effort de compression normale ON′, qu'il fera naître, que par l'utilisation totale de la composante de frottement correspondant à cette compression.

D'autre part, le système des forces intérieures à la boîte se faisant équilibre par lui-même, la moindre force extérieure à celle-ci, appliquée de droite à gauche, la fera se déplacer, et provoquera le desserrage cherché (pourvu que le coin supérieur soit bloqué, comme nous l'avons dit, et empêché de serrer à mesure que la boîte desserre).

En tout ce qui précède, nous avons, ainsi que nous l'avons fait dans l'étude géométrique de la griffe, négligé les variations que subit le coefficient de frottement au repos, au départ et en route.

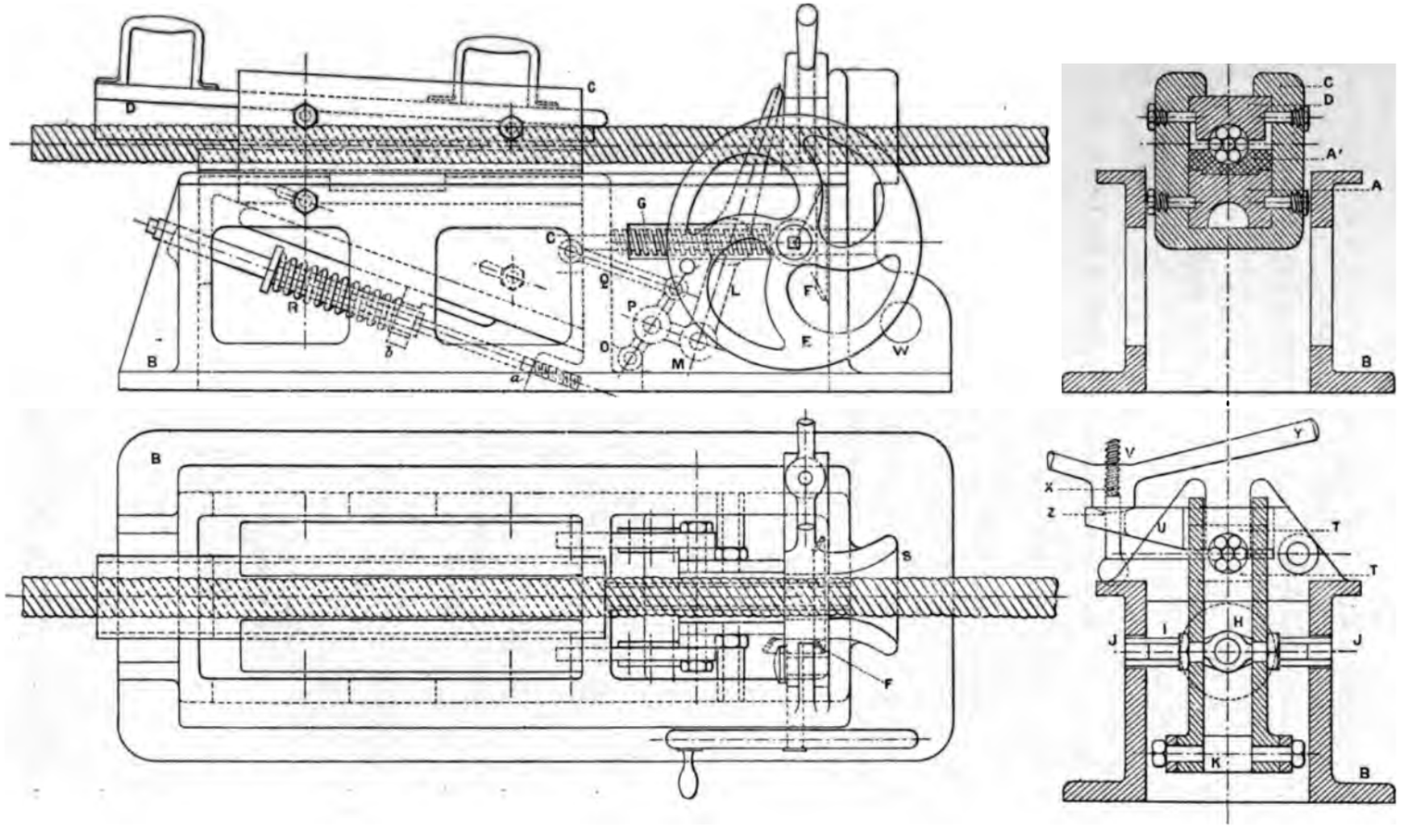
L'expérience nous a prouvé, à l'occasion de la griffe, que cette simplification est admissible.

Si nous en revenons à l'examen de la *fig.* 7, nous voyons que l'angle de la normale au coin inférieur avec la normale au fond de la cannelure, ou, ce qui revient au même, l'angle du coin inférieur lui-même, est égal à $f + \varphi$, soit $11°24' + 8°32' = 19°56'$, ou pratiquement 20°.

Cet angle étant donné au coin inférieur, il suffit de la moindre résistance pour immobiliser la boîte pendant le serrage, quelle que soit la traction exercée sur le filin ; il suffit de même de la moindre poussée, pour provoquer le mouvement de la boîte et l'ouverture du stoppeur.

Après avoir desserré le stoppeur en immobilisant le coin supérieur, et en faisant reculer la boîte, si on laissait à nouveau marcher le coin supérieur,

Fig. 9.



lant cette fois en sens contraire de son oscillation précédente. Il agit par l'intermédiaire de son train de bielles et manivelles sur la boîte C, et dès que la résistance antagoniste du ressort R est vaincue, la boîte recule. Il en résulte le desserrage immédiat de l'ensemble.

Mais, dès que l'adhérence du filin devient moins énergique que la compression du ressort antagoniste, celui-ci se détend, et le balancier oscillant dans le premier sens repousse vers l'arrière le coin supérieur, tandis que la boîte redescend peu à peu à son poste.

Supposons, au contraire, qu'une traction persiste sur le cordage au moment du desserrage. Tout d'abord rien ne change à la manœuvre ni au fonctionnement de l'appareil. Mais dès que, par suite d'un mouvement initial en arrière de la boîte, il se produit un desserrage initial, le coin supérieur tend à avancer, pour rattraper le jeu relatif qui vient de se produire entre lui et le cordage. En ce cas, ce sont les tourillons de l'écrou qui constituent les points fixes relatifs. Le balancier n'en oscille que plus promptement dans le second sens, et le desserrage n'en est que plus rapide. Dès que l'adhérence est suffisamment atténuée, tout se passe comme à la fin du mouvement précédent.

Écubiers, guides et freins.

A l'extrémité du bâti, on remarque un petit écubier S, qui guide le cordage et l'empêche de prendre entre lui et la boîte des mouvements latéraux, de nature à fausser les bras LL du balancier. Un autre écubier symétrique, non représenté sur la figure, existe sur un bâti distinct, et se rapporte en amont du stoppeur, pour assurer l'*entrée en ligne droite* du filin dans le stoppeur. Derrière chaque écubier, on trouve deux demi-coussinets TT, dont l'un fixé sur le bâti, et dont l'autre appartient à un chapeau articulé U avec serrage par une vis V articulée elle-même, et pouvant soit être rabattue entièrement de côté, soit se relever et agir par un écrou X, commandé par la longue manette Y sur une fourche Z du chapeau.

Le chapeau, puis la vis ne sont ramenés à poste qu'après engagement du cordage dans le stoppeur.

Ils ont pour but et effet :

1° D'achever de rendre impossible les mouvements du cordage qui seraient de nature à causer des avaries dans les bras du balancier LL;

2° Avant la présentation du coin D à son poste de serrage, de permettre d'exercer sur le cordage une certaine pression, de facon à ralentir s'il y a lieu son mouvement, sans l'empêcher totalement, ceci répondant par exemple au cas où il s'agit de passer à la mer une très grosse remorque d'un navire à un autre.

Pour que nulle détérioration sur le cordage n'en résulte, nous avons soin de réaliser les demi-coussinets TT en un métal doux approprié.

Enfin, on remarquera à l'extrémité du bâti un œil W, qui servira de point fixe pour tout organe de traction à appliquer sur le cordage, et en particulier s'il y a lieu pour un palan terminé par une griffe de mon système.

Détermination des échantillons du stoppeur.

Comme le stoppeur fixé au pont peut sans inconvénient être notablement plus lourd que la griffe destinée à rester mobile, les modifications et simplifications suivantes sont à apporter à sa construction, par rapport à celles des griffes :

Au lieu de six numéros de griffes (plus deux à résistance réduite), on se contentera de trois numéros de stoppeur.

Tous les échantillons de chaque stoppeur sont sensiblement doubles de ceux de la griffe correspondante, de façon à réduire de moitié la pression par millimètre carré supportée par la remorque, et, par conséquent, ne jamais causer à celle-ci *même la moindre fatigue*.

Enfin il pourra paraître avantageux, chaque fois que les manœuvres à imposer pour un cordage d'acier ne présenteront pas un caractère spécial de sévérité, de ne pas exiger, pour ce cordage, l'emploi d'un stoppeur pouvant le rompre sans subir par lui-même aucune fatigue. Pour les deux plus petits numéros de stoppeur, nous élargissons donc la boîte assez pour qu'ils puissent servir de stoppeurs à résistance réduite doublant le stoppeur de numéro au-dessous, mais de pleine résistance.

Le Tableau ci-dessous résume nos dispositions pour le classement des stoppeurs en trois numéros :

N° I.	Force maxima.	115^{tx}	Pleine résistance pour tous les calibres.
N° II.	Force maxima.	62	Pleine résistance pour les calibres au-dessous de 127^{mm} y inclus. Résistance réduite pour les calibres de 175^{mm} à 130^{mm}.
N° III.	Force maxima.	33	Pleine résistance pour les calibres au-dessous de 89^{mm} y inclus. Résistance réduite pour les calibres de 127^{mm} à 96^{mm}.

Les stoppeurs II et III, fonctionnant à résistance réduite, ne laisseraient, comme on le voit, glisser le plus gros des filins qu'ils pourraient recevoir, qu'à une charge plus que double de celle qu'il convient de considérer comme leur charge maxima d'emploi pratique.

Avantages du stoppeur.

Le stoppeur est, avons-nous dit, destiné à jouer le rôle soit de bitte, soit de bosse, soit, le cas échéant, d'étalingure.

Dans le premier de ces rôles, il se compare avec un organe existant, puisque jusqu'à ce jour c'est presque exclusivement de bittes qu'on se sert pour la manœuvre des cordages en fil d'acier, du moins en France.

Dans le deuxième et le troisième, au contraire, il remplira une lacune que font bien constater les expériences exécutées sur nos griffes : celles-ci, qui ne sont pas étudiées pour jouer le rôle de bosses (mais bien de fouet), semblent pourtant devoir rendre comme telles des services, vu l'absence complète de moyens dont les bords disposent en ce moment, sauf pour les très faibles efforts.

Quoi qu'il en soit, envisageons le stoppeur comme servant de bitte, c'est-à-dire de point de fixation pour un temps relativement prolongé.

Il est, d'une part, absolument équivalent à la bitte comme sécurité; de l'autre, il fatigue incomparablement moins le filin, puisqu'il le presse également sur tout son pourtour, au lieu de tendre à l'aplatir par contact sur une seule génératrice, et que sa qualité d'organe automatique lui permet de proportionner le serrage à l'effort nécessaire. Il ne fait intervenir dans la fixation qu'une longueur relativement faible, au lieu d'immobiliser de nombreux tours comme fait une bitte.

Bien que ce ne soit pas son but, il permettrait au besoin, comme la bitte, de laisser filer la remorque en exerçant un frottement énergique de retenue; le pis qui puisse résulter de cet emploi, à notre avis anormal, ce serait l'usure progressive de coussinets de prix relativement faible, et faciles à remplacer. En tout cas, pour les faibles efforts de retenue, il dispose, comme nous l'avons dit, de ses mâchoires avec coussinet en métal doux, qui permettent d'appliquer à la remorque des retenues pouvant atteindre 4 à 6 tonneaux, sans qu'elle présente la moindre trace d'usure.

Mais surtout, et c'est là l'intérêt essentiel de notre stoppeur, il permet de rendre instantanément, sans manœuvre spéciale, et au commandement, libre ou fixe la remorque.

Si alors on fait intervenir en même temps que lui une griffe-fouet, agissant au bout d'une caliorne, il devient facile de faire varier la longueur de la remorque, en plus ou en moins, *sans que jamais celle-ci subisse aucun frottement,* ni par suite aucune détérioration, puisque tout se passe, aussi bien au filage qu'à l'embraquage, en frottements, déroulements ou enroulements du garant de la caliorne, et sans non plus qu'il y ait besoin, pour la manœuvre, de stopper ou ralentir à l'excès la machine du remorqueur.

En dernier lieu, *si le stoppeur étant employé définitivement à titre de bitte,*

l'extrémité de l'aussière de son côté est terminée en queue de rat, il sera toujours possible, instantanément, de filer en bande la remorque, si des circonstances impérieuses l'exigent, et ceci *sans mollir préalablement.*

La remorque, s'échappant en ligne droite, sortira, d'ailleurs, du bâtiment sans coups de fouet, tandis que, avec une bitte, une telle manœuvre serait absolument impossible, puisque la vitesse circonférencielle, prise par le cordage filant sur la bitte, lui donnerait une redoutable tendance à fouetter, et causerait de probables accidents de personnes et d'inévitables avaries de matériel.

ÉCRANS HYDRAULIQUES,

PAR M. DIBOS,
Ingénieur maritime, Lauréat de l'Institut.

Malgré les soins et les perfectionnements apportés sans cesse dans la conception et la construction des machines et chaudières marines, on doit, en les employant, compter avec un facteur néfaste pouvant se déterminer à un moment donné, et en dépit de toutes les prévoyances.

Certaines époques semblent marquer avec une sinistre ténacité l'ère suivie des accidents. Ces phases douloureuses dans l'accomplissement du devoir par le personnel ont eu tendance, en ces derniers temps, à accroître sensiblement les graphiques enregistreurs des funèbres résultats causés par la soudaine irruption de la vapeur et de l'eau brûlantes, noyant les chaufferies et les chambres des machines, à bord de bâtiments de différents types et de diverses catégories de navigation.

Nous fûmes témoin autrefois d'une catastrophe de ce genre : tuyau de prise crevant au niveau de la valve, et vapeur et eau venant ébouillanter mécaniciens et chauffeurs. Ce sont spectacles dont l'esprit garde l'ineffaçable souvenir.

Par cela même, nous fûmes donc entraîné à tourner partie de nos recherches générales techniques vers l'application convenable de moyens ou procédés à peu près pratiques, et susceptibles de pallier, dans la mesure du possible, les désastreux effets de ces lamentables causes.

Sans prétendre à une sauvegarde absolue du personnel des machines et des chaufferies, il nous semble néanmoins que l'on obtiendrait, en se ralliant à l'adoption de dispositifs de projection d'eau froide s'épanchant automatiquement à l'instant psychologique, une atténuation dans les ravages produits par une fuite d'eau à température élevée, ou de vapeur survenant dans un milieu clos, comme aussi d'accès et de sortie difficiles, ainsi que le sont en général les chaufferies et machineries à bord de tous les navires; l'espace étant toujours forcément restreint.

En s'élevant, la vapeur échappée ferme toute issue du dedans, et empêche tout secours immédiat du dehors.

La conclusion de ce qui précède est malheureuse, on ne le sait que trop, et les récents événements ont prouvé combien triste.

Nous ne pensons pas sortir du programme du Congrès en appelant sur cette très importante question l'attention sans cesse en éveil de nos très distingués collègues, qui, comme nous, sont pénétrés de la convenance qu'il y a, en architecture et construction navales, d'accroître la sécurité des équipages et cela dans la plus large mesure.

Pour essayer d'atteindre ce but, en ce qui concerne l'objet de ce court exposé sans prétentions, nous pensons donc que l'emploi des écrans hydrauliques à basse température, ouvrant automatiquement à l'instant propice leurs jets salutaires de condensation de la vapeur suffocante, et de refroidissement de l'eau bouillante, est évidemment le bon remède à préconiser; nous ne disons pas le meilleur, car il se peut qu'il en existe d'autres de beaucoup préférables, et que nous ne demandons qu'à connaître.

Dans cet ordre d'idées, nous voulûmes parvenir à nous rendre compte de la limite en degrés que peut supporter, sans danger grave, un être humain européen, de constitution moyenne, passant *brusquement* d'une température ambiante de 37° C. (98° F.) à une température croissant subitement de *n* degrés. Suivant nous, cette limite oscillerait entre 68° et 70° C. (155° à 158° F.).

Des hommes de race blanche et entraînés supporteraient 77° C., au grand maximum.

Les endurants Africains Çomalis de la Medjourtine, engagés comme chauffeurs-soutiers à bord des navires faisant des services réguliers entre l'Extrême-Orient, affrontent au passage de la mer Rouge des températures atteignant d'une façon permanente 63° C. dans les chaufferies. En certaines saisons, et par des conditions atmosphériques spéciales, ces noirs supportent jusqu'à 120° C.; ces conditions d'endurance sont exceptionnelles.

Il conviendrait donc d'établir aux barrots des chaufferies et chambres des machines, ou aux endroits convenablement choisis, des orifices d'échappement déversant l'eau froide amenée par une canalisation spéciale.

On fermerait ces orifices au moyen d'obturateurs maintenus en place par une vis de pression s'appuyant sur un système de leviers, réduisant au minimum l'effort exercé par l'eau sur le joint, dont la soudure serait faite au moyen d'un alliage fusible à une température d'environ 68° à 70° C., voire même 77° C. pour les bâtiments affectés à la navigation dans les zones tempérées.

Pour les bâtiments naviguant dans les zones équatoriales, peut-être conviendrait-il de fixer le point de fusion à 99° C. C'est à examiner.

On a le choix dans la composition des alliages fusibles constituant aujourd'hui nombre de coupe-circuits dans les réseaux de distributions électriques:

Étain.	Plomb.	Bismuth.	Calcium.	Point de fusion.
4	8	15	3	68°
3	5	8		77
1	1	1		99

On conçoit que, le joint fusible étant rompu, l'eau froide s'échappera librement par l'orifice du tuyau, lorsque les leviers se déclencheront eux-mêmes, et que la vis de pression maintenant l'obturateur en place, entraînant sa pièce d'appui, tombera sur le parquet.

En coiffant l'orifice de déversement d'une large pomme percée de trous concentriques, ou en faisant briser le jet liquide contre une rondelle dentelée placée au-dessus de l'orifice précité, on obtiendra une projection en gouttelettes éminemment favorable à une condensation instantanée et permanente de la vapeur chaude en fuite. Il sera créé ainsi une accalmie, qui facilitera singulièrement la retraite du personnel et l'accès des valves d'arrêt.

On établirait le réservoir d'eau, bien accoré, sur le pont supérieur, et l'on remplirait en permanence ce réservoir, en cherchant à obtenir, si possible, une pression égale à une charge de $3^{m},50$ au minimum à l'orifice du déversoir intérieur, terminant la tuyauterie d'arrivée d'eau dans la chaufferie ou la chambre de la machine.

Ce réservoir pourrait être rempli à la main ou par l'intermédiaire d'une pompe actionnée par un renvoi de transmission de la machine.

La gelée agirait difficilement sur la tuyauterie en raison de la fixation de cette tuyauterie à l'intérieur même du navire ou du bâtiment léger considérés.

Il nous paraît que des appareils d'extinction automatique d'incendie, ayant des analogies avec ce dispositif, ont été construits pour des filatures de coton aux États-Unis.

DE L'ARCHITECTURE NAVALE

CONSIDÉRÉE AUX POINTS DE VUE

DES AFFAIRES ET DE L'INFLUENCE QU'ELLE EXERCE SUR LE COMMERCE,

PAR M. THÉODORE-V.-S. ANGIER,
Associé de l'Institution des Naval Architects.

En offrant de donner lecture à une société si distinguée de ce Mémoire, qui forme ma contribution, je dois, comme associé non expert, réclamer toute votre indulgence, et vous assurer que le motif qui m'a porté à le faire ne provient pas d'un excès de présomption de ma part, mais uniquement d'une vive persuasion de la grande importance de ce Congrès, et des avantages considérables qu'il peut fournir.

Le but où tendent toutes les recherches scientifiques est évidemment de rendre des services pratiques, de nature à amener l'amélioration de la condition et de l'existence de la race humaine; cet objet et ce sentiment élevés et généreux placent les recherches de la science au-dessus des efforts qu'inspire ordinairement le désir égoïste d'accumuler les richesses et le pouvoir. Le savant est toutefois jusqu'à un certain point dans la dépendance du commerce et des capitalistes, qui peuvent lui fournir les moyens de poursuivre et d'étendre progressivement ses recherches.

Tous ceux qui étudient à fond la science des constructions navales au point de vue de sa valeur commerciale doivent être étonnés des immenses résultats qu'a produits cette industrie dans le commerce du monde entier : ce dernier, qui, d'une vaste *terra incognita* consistant en quelques *régions éparses, habitées et mal explorées*, a été métamorphosé en un seul pays bien connu et entièrement exploré. Les distances ont été tellement raccourcies que tout habitant du monde peut se rendre en quelques semaines auprès de celui de ses semblables qui est le plus éloigné de lui.

L'échange des produits de l'industrie de tous les pays du globe a pris une extension qu'on aurait pu croire impossible, et, avec ce vaste échange qu'on appelle le *Commerce*, la prospérité et la civilisation de l'espèce humaine

tout entière ont fait des progrès rapides; et cette grande répartition d'avantages universels a été effectuée principalement à l'aide des *navires*, qui sont le fruit des travaux de nos ingénieurs et de nos constructeurs navals. Les plus grands Empires sont principalement redevables de leur élévation et de leur progrès à cette importante industrie, qui assure aussi le maintien de leur pouvoir, et même leur existence.

Les colonies, ces germes des grandes puissances de l'avenir, royaumes, fédérations, républiques ou empires, doivent leur origine aux marines marchandes des sociétés plus anciennes, et, à leur tour, ont besoin de navires pour assurer leur croissance et leur développement commerciaux et matériels.

Les nations anciennes et tombées en décadence revivent, et acquièrent une croissance et une puissance nouvelles, proportionnées à l'encouragement et à l'extension qu'elles donnent à leur marine marchande. Quelque limité que soit le littoral d'un pays, il est en grande partie dépendant des navires pour les besoins journaliers de sa population, et les pays de l'intérieur même, qui n'ont pas de littoral, tirent leurs approvisionnements des pays éloignés, et y envoient leurs marchandises par les ports des États environnants. Les navires sont véritablement pour le commerce du monde ce que le sang est pour le corps, c'est-à-dire la vie et le stimulant de tous ses membres.

La prospérité et le développement du commerce des différents pays sont en général proportionnels à l'augmentation des marines de leurs pavillons. Chaque nouveau navire augmente les facilités de l'importation, de l'exportation et de la locomotion, et plus ces facilités augmentent, plus le commerce les utilise; la vérité de cette assertion est tellement reconnue qu'on peut avancer comme axiome, qu'il ne peut pas y avoir trop de navires dans le monde (sauf, bien entendu, pendant les périodes de dépression commerciale temporaire, et dans les cas de répartition inégale). Le commerce a jusqu'ici pris un accroissement, qui a absorbé la production incessante des navires, et a fréquemment outrepassé cette production, comme cela arrive en ce moment, par exemple.

La construction des navires donne, elle seule, au commerce et au travail une impulsion qui s'étend loin, en raison de la grande variété des matériaux, de la main-d'œuvre et des machines que demande cette opération. Les voyages des navires et la consommation des vivres et du combustible alimentent aussi un grand nombre d'industries. Avec l'accroissement de la population, l'impulsion donnée au progrès des constructions navales agit sans cesse, et chaque perfectionnement apporté aux navires ou à leurs machines motrices amène sa récompense pour l'inventeur, le constructeur et la société en général. La construction des navires et de leurs machines a fait en cinquante ans d'immenses progrès, et quand on s'y reporte, on ne peut manquer d'apercevoir l'influence importante, l'aide généreuse et l'en-

couragement fournis par la grande institution, dont la renommée et l'influence sont connues dans le monde entier : c'est nommer le *Lloyd's Registry of British and Foreign Shipping*. Cette Institution, gouvernée par son comité, et un personnel composé d'hommes versés dans les affaires, et d'experts distingués, a toujours encouragé les perfectionnements et le progrès, et ne met son *sceau* (hallmark), que sur ce qui est parfait aux points de vue de la main-d'œuvre et du dessin. Aucune institution commerciale n'a jamais obtenu une renommée aussi universelle ni une confiance aussi générale.

Mais si les progrès accomplis satisfont et émerveillent l'observateur, ils laissent aussi entrevoir, dans les possibilités que présente un avenir peu éloigné, la certitude de grandes découvertes et de la possibilité d'adaptation de nouveaux agents à la production de la force motrice, qui viendront révolutionner nos systèmes actuels. Le charbon ne peut manquer d'être supplanté comme combustible des chaudières marines, les chaudières et les machines encombrantes disparaîtront quand nous aurons perfectionné l'application de la puissance électrique; la vitesse actuelle sera, en comparaison de celle qu'on obtiendra bientôt, aussi faible que nous paraît à présent celle des 6 à 7 nœuds à l'heure des premiers paquebots de l'Atlantique. L'aménagement des navires doit aussi se rapprocher de ce que la terre ferme offre de mieux sous ce rapport. On n'a, jusqu'à présent, fait qu'un pas dans la vaste carrière des améliorations; mais chaque pas excite l'ardeur intellectuelle de tous les pays pour de nouvelles recherches et de nouvelles expériences, et donne la certitude d'un progrès rapide dans la science et les découvertes, qui surmontera bientôt les difficultés et les désappointements innombrables qu'on rencontre dans les navires et leur emploi, et amènera dans leur fonctionnement l'économie et le perfectionnement. L'action des Assemblées internationales comme celle-ci a une grande influence au point de vue des bons résultats, de l'accélération et de l'encouragement de l'activité intellectuelle, de l'échange des idées et des théories, du développement de l'émulation amicale dans la meilleure des causes, c'est-à-dire l'amélioration des conditions de l'existence.

Dans la formation des Assemblées de cette nature, la France, pays aimé du monde entier, a toujours joué un rôle important parmi les nations, et donné un exemple digne d'elle et de sa noble histoire; ses invitations bienveillantes, accompagnées comme elles le sont toujours d'une hospitalité chaleureuse et sans bornes, ont toujours été accueillies promptement, et ceux qui les acceptent emportent toujours avec eux des souvenirs ineffaçables et des plus agréables, et des bénéfices intellectuels de l'ordre le plus élevé.

J'ai omis à dessein les chiffres et les statistiques à l'appui des assertions et des vues que contient ce court Mémoire, mais je possède des données suffisantes pour prouver l'exactitude des résultats généraux et des effets que j'attribue, dans ce Mémoire, à la Construction navale. J'aurais pu m'étendre sur tous les détails que comporte ce sujet, mais le temps et l'espace dont je puis

disposer à ce Congrès ne me permettent qu'un exposé succinct, et j'espère m'être conformé à ces deux conditions.

Pour terminer ces quelques observations, je tiens à exprimer à nos Collègues et hôtes français mes remercîments les plus sincères, et ma vive appréciation de leur chaleureux accueil, et à vous, Mesdames et Messieurs, tous mes remercîments pour l'attention bienveillante que vous m'avez accordée ; j'exprimerai aussi l'espoir de voir mes compatriotes et mes Collègues de toutes les nations développer graduellement l'influence vitale et prépondérante que l'Architecture navale exerce sur la Marine.

DESCRIPTION DU CHANTIER

DE NEWPORT NEWS SHIPBUILDING AND DRY DOCK COMPANY;

PAR M. M.-S. CHACE,
Ingénieur civil des Constructions Navales.

Emplacement.

Le chantier se trouve à Newport News (Virginia), sur la rivière James, près de Hampton Roads, et à une distance de 47^{km} de la mer. A cet endroit, la rivière a une largeur de $5^{km},5$; le chenal est près de la rive orientale, et a $1^{km},75$ de largeur. Les navires d'un tirant d'eau de $8^{m},84$ peuvent s'approcher des jetées du chantier à marée haute; la montée et la descente moyennes de la marée sont de 70^{cm} environ.

La latitude de Newport News est de 37° Nord; le climat est tel que la navigation n'est presque jamais interrompue par la glace pendant l'hiver. Il ne se perd par an qu'un très petit nombre de journées de travail soit par excès de chaleur, soit par excès de froid.

Dimensions principales.

Le chantier fut installé en découpant le terrain du bord de la rivière sur une profondeur de 20^{m}, mesurée de la ligne de la rive naturelle, où l'on avait construit un mur de soutènement, et en faisant un remblai avec ce terrain dans la rivière.

Le chantier a, parallèlement à la rivière, une longueur de 764^{m}; sa largeur moyenne est de 408^{m}.

La surface totale occupée par le chantier, y compris les bassins de radoub et les jetées, est de 34^{ha}. Cette surface est distribuée comme il suit : surface occupée par les bâtiments, $42\,800^{mq}$; surface occupée par les bassins de radoub, $18\,300^{mq}$; surface occupée par les jetées, $33\,200^{mq}$; laissant une surface de $250\,000^{mq}$ à distribuer entre le dépôt des machines, le chantier aux bois, les cales de construction, les voies ferrées, les espaces libres autour des bâtiments, etc.

Description générale.

Pour décrire le chantier, on peut le diviser en deux sections, celle du Nord et celle du Sud : la section du Nord s'étend du mur de clôture Nord du chantier jusqu'au bassin de radoub n° 2 (en cours de construction); la section du Sud comprend le bassin de radoub n° 2, et s'étend jusqu'au mur de clôture Sud.

La *section du Nord* du chantier est consacrée à la construction de la coque, et comprend : 1° l'atelier de décapage et le dépôt des matières; 2° l'atelier des barrots, les forges pour les coques et les fours et plaques à gabarier; 3° la tôlerie ; 4° l'atelier des couples et les cales de construction.

La *section du Sud*, qui occupe beaucoup plus que la moitié de la surface du chantier, est consacrée à la construction des chaudières et des machines, à l'achèvement à flot des navires et aux réparations.

C'est dans cette section du chantier que se trouvent : l'administration, la station centrale de force, l'atelier des forges, les forges pour les coques (annexe), l'atelier des chaudières, l'atelier des machines, l'atelier des accessoires de coque et chaudronnerie de cuivre (annexe), le sabinage (procédé d'émaillage), l'atelier des électriciens et magasin, l'atelier d'affûtage et un magasin d'outillage des perceurs, le magasin d'apparaux et de boulons d'attache du blindage, le magasin aux boulons et rivets et un petit magasin général, le magasin d'outillage des gabiers du chantier, le dépôt auxiliaire de l'armement, la petite tôlerie, charpenterie, mâture, garniture et voilerie; la scierie, la fosse aux bois, les hangars à bois, le chantier aux bois (dans le voisinage des hangars à bois, la scierie et la jetée n° 1), l'appareil d'incombustibilisation et les étuves, la menuiserie et le modelage, le hangar des wagons et le dépôt des pièces finies de menuiserie, l'atelier de peinture et vernissage, le magasin des huiles et les bassins de raboub n° 1 et n° 2.

Ces bassins de radoub ont les dimensions suivantes :

Bassin de radoub n° 2. — Le bassin de radoub n° 2 (en cours de construction) est un bassin en bois, type Simpson, avec une entrée en pierre.

Les dimensions principales de ce bassin sont les suivantes :

Profondeur d'eau au-dessus du seuil de la porte, $9^m,14$.

Longueur sur les tins, 232^m.

Longueur totale au fond, 245^m.

Largeur au fond, 24^m.

Largeur à la partie supérieure, 49^m.

Bassin de radoub n° 1. — Le bassin de radoub n° 1 est un bassin en bois, type Simpson.

Les dimensions principales de ce bassin sont les suivantes :

Profondeur d'eau au-dessus du seuil de la porte, $7^m,47$.

Longueur sur les tins, 161^{m}.
Longueur totale au fond, 176^{m}.
Largeur au fond, 15^{m}.
Largeur à la partie supérieure, 40^{m}.

Personnel du chantier.

Le personnel du chantier, en excluant le corps exécutif, mais en comprenant tous les dessinateurs, écrivains, etc., maîtres, contremaîtres, hommes de métiers, manœuvres, etc., gardiens, concierges, commissionnaires, conducteurs de chariots, etc., est d'environ 5200 hommes ; le personnel employé le 1er janvier 1900 était, par exemple, de 5206 hommes, le chantier ayant à cette époque les travaux divers de réparation et de construction neuve dont voici la liste :

Pour la marine militaire américaine.— Cuirassé *Kearsage*, de 11 500^{tx} de déplacement, en achèvement à flot ; 98,50 pour 100 du degré d'avancement.

Cuirassé *Kentucky*, de 11 500^{tx} de déplacement, en achèvement à flot ; 97,50 pour 100 du degré d'avancement.

Cuirassé *Illinois*, de 11,500^{tx} de déplacement, en achèvement à flot ; 73,50 pour 100 du degré d'avancement.

Cuirassé *Missouri*, de 12 500^{tx} de déplacement ; on recevait et l'on travaillait les matériaux en acier, avant la mise en place de la quille.

Monitor *Arkansas*, de 2,700^{tx} de déplacement, en construction sur cale ; 12,30 pour 100 du degré d'avancement.

Pour la marine marchande. — Deux paquebots pour le Pacifique, de 18,600^{tx} de déplacement chacun, en construction sur cale ; 3 pour 100 du degré d'avancement.

Deux navires à passagers pour la Cromwell Line, de 6000^{tx} de déplacement chacun, en achèvement à flot ; 50 pour 100 et 60 pour 100 du degré d'avancement.

Sans donner le tableau de la composition du personnel du chantier pour chaque spécialité, tableau dans lequel les nombres d'ouvriers blancs et d'ouvriers noirs sont donnés séparément, je voudrais parler du rôle important que joue le nègre dans la composition du personnel de ce chantier, puisque, sur le nombre total de 5023 hommes, il y a 1868 noirs, c'est-à-dire 37 pour 100.

Ce chantier est le seul chantier américain où le noir se trouve en nombre de quelque importance. Il y a d'abord été introduit comme manœuvre à petite paie, mais il devient peu à peu un professionnel, et la question de ce que deviendra son développement comme homme de métier est une question très importante pour un chantier qui est placé, comme celui-ci, dans un endroit où le nombre de noirs est en pratique illimité, et où l'on ne peut pas toujours avoir sous la main des ouvriers blancs en nombre suffisant.

Actuellement, le noir se trouve dans presque toutes les professions du chantier, et, tandis que 55 pour 100 des noirs employés à présent sont manœuvres, 35 pour 100 sont des ouvriers assez habiles, par exemple : aides-ajusteurs et aides-monteurs, aides-forgerons, charpentiers en bois, calfats, perceurs, conducteurs des riveuses, conducteurs des machines à fileter les boulons, etc., personnel du bassin de radoub (sous les ordres d'un blanc maître du bassin), etc.; les 10 pour 100 restant du personnel noir sont de très bons ouvriers. Ce groupe comprend principalement : les riveurs, les forgerons de cornières et les forgerons, les conducteurs des poinçonneuses et des cisailles dans la tôlerie et l'atelier des couples, les chauffeurs, etc.

Le défaut d'instruction est l'inconvénient le plus sérieux pour le développement du personnel ouvrier noir, car, bien qu'il soit intelligent et ait de la bonne volonté, son développement est entravé par le fait que son instruction est insuffisante pour lui permettre de lire les plans.

Transport des matériaux.

Un système de chemins de fer, à voie normale, permet le transport général des matériaux dans le chantier ; ce système de voies du chantier prolonge la voie de la Compagnie Chesapeake et Ohio.

Le matériel roulant comprend une locomotive de manœuvre et deux grues-locomotives ; ces grues servent à mouvoir, charger et décharger les wagons, à transporter et manœuvrer le bois, les matériaux en acier, etc. Ces grues-locomotives ont une force maximum (c'est-à-dire lorsqu'elles sont attachées à la voie par des agrafes pour les empêcher de se renverser) de 10 tonnes. Elles peuvent manœuvrer facilement, dans toutes les conditions de travail, jusqu'à 6 tonnes.

Comme addition au système du chemin de fer à voie normale, que je viens de décrire, on construira une ligne à voie étroite (76^{cm} de largeur) pour desservir le chantier au bord de l'eau, en formant une ligne de communication directe entre la section Nord et la section Sud du chantier, le long de la rive. Les rails et le matérial roulant pour voie étroite, dont on se sert dans la construction du bassin de radoub n° 2, constitueront cette ligne.

Transport dans la section Nord du chantier.

Le transport des matériaux dans la section Nord du chantier consiste à recevoir au dépôt des matières les matériaux en acier, à les manœuvrer à ce dépôt et au décapage, à les transporter de là aux ateliers et à travers les ateliers de construction de la coque, et à les livrer finalement aux navires en construction sur les cales.

Les matières sont manœuvrées au dépôt et transportées de là aux ateliers, au moyen d'une grue cantilever à vapeur, à chariot tournant, qui roule sur une voie de 5m,66 de largeur, et aussi au moyen de la grue-locomotive qui dessert le système des voies normales dans la même région.

Les caractéristiques principales de la grue cantilever à vapeur, à chariot tournant Brown, sont les suivantes :

Avec le chariot dans sa position extrême, à 19m du centre du cantilever, on peut manœuvrer des poids jusqu'à 3 tonnes; les poids jusqu'à 10 tonnes peuvent être manœuvrés à 11m du centre, et les poids jusqu'à 15 tonnes à 6m du centre. Cette grue est munie d'un dynamomètre pouvant peser jusqu'à 15 tonnes; tous les poids à peser doivent être suspendus au centre du cantilever. Les vitesses d'une grue de ce type sont les suivantes :

Translation sur la voie, jusqu'à 61m par minute.
Rotation, 1 ½ tour par minute.
Déplacement du chariot sur le cantilever, jusqu'à 150m par minute.
Hissage 15m à 76m par minute.

Les matières sont transportées des divers ateliers de construction de coque aux grues électriques cantilever qui desservent les cales de construction, soit sur le système des voies normales du chantier, soit sur la voie large, qui réunit toutes les cales de construction, et, en dehors des voies, au moyen de chariots à bras manœuvrés par des nègres.

Les caractéristiques principales des grues électriques cantilever Brown, qui desservent les cales de construction, sont les suivantes :

Avec le chariot dans sa position extrême (26m du centre du cantilever), on peut manœuvrer des poids jusqu'à 4 ½ tonnes, et les poids jusqu'à 12 ½ tonnes peuvent être manœuvrés avec le chariot à 17m du centre du cantilever. Les vitesses d'une grue de ce type sont les suivantes :

Translation sur la voie, jusqu'à 183m par minute.
Déplacement du chariot sur le cantilever, jusqu'à 152m par minute.
Hissage, 15m à 76m par minute.

Ces grues cantilever roulent sur une voie élevée, d'une largeur de 6m,10 et de 222m de longueur.

Transport dans la section Sud du chantier.

Dans la section Sud du chantier, les matières sont transportées de l'entrée des chemins de fer au chantier, aux divers ateliers, magasins, etc., aux jetées et aux bassins de radoub, au moyen du système de voies normales du chantier.

Les matières sont manœuvrées aux jetées et aux bassins de radoub par de

nombreux petits mâts de charge (à bras ou à vapeur), la grue électrique à pivot tournant de 150 tonnes, un ponton-bigue à vapeur de 40 tonnes et les bigues à vapeur de 100 tonnes. Le mouvement des navires aux jetées, l'entrée et la sortie des navires des bassins de radoub, ainsi que la manœuvre des matières sont facilités par de nombreux treuils à vapeur, qui sont placés sur les jetées et dans le voisinage des bassins de radoub.

La grue électrique à pivot tournant, de 150 tonnes, qui est placée sur la jetée n° 3, est la grue la plus puissante du chantier.

On peut faire monter ou descendre le bout extrême de la volée, ce qui rend possible de donner aux poulies de hissage un mouvement de translation radiale ainsi qu'un mouvement de rotation. Quand on donne à la grue un mouvement de rotation, le bout extrême de la volée étant dans sa position la plus élevée, les poulies de hissage décrivent une circonférence de 26^{m},80 de diamètre, et avec le bout extrême de la volée dans sa position la plus basse, un cercle concentrique de 63^{m},10 de diamètre. Les élévations maximum des poulies de hissage au-dessus du niveau moyen de l'eau, à marée haute, pour la position haute et pour la position basse de la volée, sont de 36^{m} et 21^{m} respectivement. La grue a deux poulies de hissage d'une force de 25 tonnes chacune, et une poulie double de 20 tonnes. La charge maximum de 150 tonnes peut être manœuvrée seulement dans une ellipse dont les diamètres maximum et minimum sont de 44^{m},80 et 26^{m},80 respectivement; mais on peut manœuvrer les poids jusqu'à 70 tonnes dans tout le champ d'opération de la grue.

Il faut remarquer que cette grue de 150 tonnes est placée sur un côté du bassin d'achèvement, qui est limité par les jetées n° 2 et n° 3; la jetée n° 3 sur laquelle elle est placée, ayant une longueur de 260^{m} et une largeur de 60 mètres, donne un vaste espace pour la réception des pièces de machine, des accessoires de coque, des plaques de cuirasse, etc., qu'on va installer avec la grue. Certains travaux de construction de la coque, tels que la construction des tourelles, ont lieu dans le champ d'opération de cette grue jusqu'au moment où la tourelle, par exemple, est assez avancée pour recevoir sa cuirasse; alors elle est mise en place par la grue.

On se sert du ponton-bigue à vapeur de 40 tonnes pour la mise en place des plaques de cuirasse de ceinture, des accessoires de coque, etc. Le poste d'amarrage, à la jetée n° 3, de ce ponton-bigue est placé vis-à-vis d'une des voies du chemin de fer, de telle façon que le ponton-bigue peut prendre directement des wagons les matériaux à installer.

Dans les divers ateliers du chantier, les matières sont manœuvrées au moyen de grues tournantes à bras d'une force de 2 tonnes, de ponts roulants à bras de 2 tonnes, de grues tournantes hydrauliques, type dit « élévateurs », de 3 tonnes et de 5 tonnes, de grues tournantes hydrauliques, type dit « à bracket », de 5 tonnes et de 15 tonnes, de ponts roulants hydrauliques de 15 tonnes et de 40 tonnes, de grues électriques à chariot tournant de

5 tonnes et des ponts roulants électriques de 40 tonnes, 50 tonnes et 80 tonnes.

Transmission de force.

La force est distribuée de la station centrale, ainsi que de plusieurs petites stations auxiliaires placées dans divers endroits du chantier.

Le système actuel de distribution de force subit des modifications considérables, car des additions importantes aux unités génératrices de vapeur et d'électricité sont presque achevées, et, avec la station génératrice centrale agrandie, il sera possible, dans un avenir très rapproché, de se passer de quelques-unes des stations de force auxiliaires, de remplacer plusieurs machines à vapeur qui conduisent des ateliers par un ou par plusieurs moteurs électriques, de commander par moteurs électriques certaines machines-outils, qui sont actuellement commandées directement par de petites machines à vapeur et d'accroître le nombre des machines-outils commandées directement par les moteurs électriques.

Un passage souterrain conduit du sous-sol de la station centrale de force à l'atelier des forges, à l'atelier des chaudières, à l'atelier des machines, à la menuiserie et au modelage. Ce passage souterrain sert de conduit pour les tuyaux de vapeur, les conduites d'eau de l'outillage hydraulique, les conduits d'air de l'outillage pneumatique, les fils conducteurs électriques, etc. Avant que la construction du bassin de radoub n° 2 fût commencée, la station centrale de force était aussi réunie au moyen d'un passage souterrain à la tôlerie et à l'atelier des couples; mais la seule partie de ce passage souterrain qui existe actuellement est celle qui unit la tôlerie à l'atelier des couples.

Ces passages souterrains sont de section circulaire; ils sont construits en tôle de fer, et sont d'un diamètre suffisant pour permettre d'atteindre commodément tous les tuyaux, fils, etc., qu'ils contiennent. Ils sont éclairés par des lampes à incandescence, et des trous d'homme permettent l'accès du dehors et aident à les ventiler.

Le passage souterrain principal, qui unit la station centrale de force à l'atelier des forges, à l'atelier des chaudières, à l'atelier des machines, à la menuiserie et au modelage, a une longueur d'environ 145^m, sur un diamètre de $2^m,60$ à la station de force; ce diamètre diminue progressivement jusqu'à $1^m,80$ à la menuiserie et au modelage, où le passage souterrain se termine. Les embranchements de ce passage souterrain qui l'unissent aux ateliers ont un diamètre d'environ $1^m,40$.

Sans étudier en détail les divers systèmes de transmission de force qui sont employés dans le chantier, je voudrais indiquer quelles sont les canalisations principales.

Vapeur.

La vapeur est fournie par la station centrale de force (chaudières écossaises qui marchent à tirage activé) à une pression de $8^{kg},4$ par centimètre carré.

Force et éclairage électriques.

La force et l'éclairage électriques sont établis sur le système à trois fils, le voltage pour la force étant de 220 volts, et pour l'éclairage de 110 volts.

Système de l'outillage hydraulique.

Le système de l'outillage hydraulique est divisé en deux parties, l'une à une pression de $52^{kg},5$ par centimètre carré, et l'autre à une pression de 105^{kg} par centimètre carré.

Système de l'outillage pneumatique.

On étend continuellement le système de l'outillage pneumatique du chantier, pour marcher de pair avec le développement des outils pneumatiques, et le nombre croissant de leurs applications dans les constructions navales.

On maintient sur ce système de l'outillage pneumatique une pression de 7^{kg} par centimètre carré.

Il est à remarquer qu'il y a une double conduite d'air, qui sert aux cales de construction, et qu'on réserve une de ces conduites avec une machine à comprimer l'air pour le service des riveuses, l'autre ligne étant affectée au service général des outils à air.

Conclusion.

Ce chantier fut établi en 1891 et consistait seulement en un bassin de radoub et un atelier de réparation (le bassin de radoub n° 1 et un atelier des machines); en dix ans il a atteint son importance présente.

LISTE GÉNÉRALE DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES DIX PREMIERS VOLUMES.

VOLUME N° 1 (Année 1890).

Note sur les actions réciproques du gouvernail et de l'hélice, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

De l'influence économique de la légèreté dans la construction des navires, par M. Hauser, Ingénieur de la Marine.

Les Cuirassés de station, par M. Lisbonne, Vice-Président.

Étude sur la résistance de l'acier, par M. Cuizinier, Inspecteur du Bureau Veritas.

Croiseurs de la Marine militaire des États-Unis, par M. Lisbonne, Vice-Président.

VOLUME N° 2 (Année 1891).

De la puissance des chaudières et des causes qui la limitent, par M. de Maupeou d'Ableiges, Ingénieur de la Marine.

De la répartition des températures dans les chaudières à haute pression et des moyens de l'égaliser, par M. J. Auscher, Ingénieur de la Marine.

Étude du système de distribution Marshall, par M. Marbec, Élève-Ingénieur de la Marine.

Étude sur la résistance des carènes, par M. Alheilig, Ingénieur de la Marine.

Note au sujet de la stabilité sur houle des torpilleurs, par M. Ferrand, Ingénieur de la Marine.

Des proportions à donner au rivetage d'un joint d'égale résistance, dans le cas où tous les rivets ont le même diamètre, par M. G. Aubous, Ingénieur de la Marine.

Équations d'équilibre d'une membrane de révolution soumise à une pression intérieure, par M. Alheilig, Ingénieur de la Marine.

Recherche de la loi du mouvement de roulis sur houle, en milieu non résistant, par M. Marbec, Élève-Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 3 (Année 1892).

Note sur la loi de la variation du poids de la charpente des navires avec les dimensions et sur la limitation qui en résulte dans la grandeur absolue, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

Méthode pour la détermination des éléments mécaniques des propulseurs hélicoïdaux, par M. Drzewiecki, Ingénieur.

Note relative à une méthode pour le calcul des carènes inclinées, par M. Ch. Doyère, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.

Méthode pour la recherche des bras de levier de redressement, par M. A. de Reffye, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.

Description d'un sharpee de 9t,5 de déplacement, par M. G. Aurous, Ingénieur de la Marine.

Théorie des propulseurs, par MM. Pollard et Dudebout, Ingénieurs de la Marine.

Sur quelques principes de Mécanique graphique, par M. Marbec, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 4 (Année 1893).

Des conditions de marche des navires à petite vitesse, par M. E. Widmann, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

Résultats obtenus par l'emploi du tirage forcé en cendriers fermés dans les ateliers et sur divers navires de la Compagnie générale Transatlantique, par M. V. Daymard, Vice-Président.

Quelques points concernant les cuirassés, par M. E. Weyl.

Note sur les travaux de déglaçage dans les estuaires fluviaux et maritimes, par M. Dubos, Ingénieur.

Sur la puissance giratoire comparée des gouvernails placés en avant et en arrière des hélices, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

Note sur l'influence de l'immersion de l'hélice et de la vitesse sur la rupture du cylindre d'eau actionné, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

Voies d'eau et pompes centrifuges, par M. de Maupeou d'Ableiges, Directeur des Constructions navales.

Étude sur l'autonomie des ports de Commerce en France et en Angleterre, par M. Le Cour Grandmaison, ancien Député, Armateur.

Nouvelle méthode de calcul des éléments d'une carène, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.

Études de géométrie des carènes, par M. Ch. Doyère, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.

Note sur l'utilisation des chalands pour la réparation des petits bateaux dans les ports à marée, par M. A. Croneau, Professeur à l'École du Génie maritime.

Le Congrès international maritime de Londres, par M. Muller, ancien capitaine au long cours.

De l'emploi de l'aluminium dans les Constructions navales, par M. Guilloux, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 5 (Année 1894).

Des lois de similitude dans diverses questions de constructions navales, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

Note sur le remplacement des foyers dans les chaudières marines, par M. V. Daymard, Vice-Président.

Carènes et machines. Formules relatives au travail résistant, par M. Risbec, Directeur des ateliers de la Compagnie des Messageries maritimes.

Étude sur la fatigue des navires, par M. L. Vivet, Ingénieur civil des Constructions navales.

Les effets de la loi sur la Marine marchande italienne, par M. Muller, ancien Capitaine au long cours.

De l'utilité du scaphandre à bord des navires long-courriers, par M. Dibos, Ingénieur.

Aperçu de la méthode Horta pour le jaugeage des fleuves et estuaires maritimes, au moyen de flotteurs amarrés, par M. Dibos, Ingénieur.

Application de la bouée-espars aux cours d'eau, par M. Lecointe, Ingénieur en chef de la Marine belge.

L'Artillerie de bord et l'armement des navires, par M. Merveilleux du Vignaux, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.

VOLUME N° 6 (Année 1895).

Emploi, dans les constructions, d'aciers à haute limite d'élasticité, par M. Barba, ancien Ingénieur en chef des Usines du Creusot.

Le problème de la vitesse, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

Variation de pas le long d'une aile d'hélice par sa rotation dans son moyeu, par M. Daymard, Vice-Président.

Des formes à donner aux bâtiments à grande vitesse, par M. Aurous, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.

La bataille du Yalu et ses conséquences dans la construction des bâtiments de guerre, par M. Ferrand, Ingénieur de la Marine.

Note sur un type de bateaux de rivière à faible tirant d'eau, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.

Recherches au sujet des bouées d'hiver pour les fleuves maritimes exposés aux débâcles de glaces, par M. Pierrard, Ingénieur de la Marine belge.

Note sur les charrues à glace, par M. Dibos, Ingénieur civil.

Notes sur les câbles et fils métalliques, par M. Duchesne, Ingénieur civil.

Applications de la turbine Laval à la Marine, par M. Sciama, Directeur de la Maison Breguet.

Les résultats de la Loi sur la Marine marchande pendant les trente-trois premiers mois, par M. Muller, ancien Capitaine au long cours.

Théorie du tangage sur mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.

Note sur le moteur rotatif, système Filtz, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.

La complication des navires de guerre, ses causes et ses remèdes, par M. Croneau, Professeur à l'École du Génie maritime.

Résultats pratiques de l'emploi de l'aluminium dans les constructions navales, par M. Guilloux, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 7 (Année 1896).

Théorie du tangage sur une mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie Navale de Saint-Pétersbourg.

De l'influence qu'un chargement liquide exerce sur la stabilité d'un navire, par M. P. Duhem, Professeur de Physique théorique à la Faculté des Sciences de Bordeaux.

Changements d'immersion, de stabilité et d'assiette éprouvés par un navire qui flotte sur des liquides de différentes densités, par M. Pollard, Ingénieur de la Marine.

Note au sujet du calcul du moment résistant des gouvernails, par M. de Courville, Ingénieur de la Marine.

Note sur une transformation de machine compound à 5^{kg} en machine compound à 12^{kg}, par M. d'Allest, Directeur des Ateliers Fraissinet.

Sur la guerre maritime, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

Développement des navires de guerre dans le cours des dix dernières années, par M. Leflaive, Ingénieur de la Marine.

Note supplémentaire sur les bateaux à faible tirant d'eau avec hélices sous voûte, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.

Derelicts, par M. Dibos, Ingénieur de la Compagnie la Foncière.

La Terminologie maritime, par M. Muller, ancien Capitaine au long cours.

Considérations et données sur les bouilleurs, par M. Gayde, Ingénieur de la Marine.

Note sur la chaudière Niclausse, par M. Duchesne, Ingénieur civil.

Les nouveaux générateurs Belleville, par M. Godard, Directeur de la Société des Générateurs Belleville.

Note sur certains aciers spéciaux, par M. Abraham, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 8 (Année 1897).

Position d'équilibre des navires sur la houle, par M. Bertin.

Théorie générale des oscillations du navire sur une mer houleuse, par M. Kriloff.

Note au sujet d'expériences de perçage, par M. Maugas, Ingénieur des Constructions navales.

Montage des machines marines, par M. Moritz, Ingénieur des Constructions navales, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

Formules pratiques déterminant le travail à développer par les appareils moteurs du navire suivant les différentes résistances qu'il rencontre (Extrait d'un Mémoire de M. Afonassief, Sous-Inspecteur général mécanicien du Comité technique de la Marine russe), par M. Wechkourtzoff, Ingénieur de la Marine russe.

Influence de la profondeur de l'eau sur la vitesse des navires, par M. LAUBEUF, Ingénieur des Constructions navales.

Expériences dynamométriques effectuées pendant les essais de giration du *Cassini*, par M. LAUBEUF, Ingénieur des Constructions navales.

Note sur les conditions de recette de l'aluminium, par M. BESSON, Ingénieur des Constructions navales.

Étude sur la pêche à vapeur et sur la substitution des moteurs à pétrole aux machines actuelles, par M. PAUL DUBAR, Directeur des chantiers de construction des anciens établissements Cail, à Saint-Denis.

VOLUME N° 9 (ANNÉE 1898).

Étude sur la circulation de l'eau dans les chaudières multitubulaires; par M. BRILLIÉ, Ingénieur de la Marine.

Étude de la vaporisation dans les chaudières; par M. BRILLIÉ, Ingénieur de la Marine.

Note au sujet des matériaux de construction en acier mi-dur employés sur le *Henri IV*; par M. J. MOISSENET, Ingénieur de la Marine.

Sur les formes des carènes des bâtiments rapides; par M. LAUBEUF, Ingénieur de la Marine.

Essais d'expériences sur la résistance des carènes; par M. TURGAN, Ingénieur civil des Constructions navales.

Étude sur les arbres à manivelles des machines marines; par M. SIMONOT, Ingénieur de la Marine.

Quelques observations sur la construction des navires à voiles, leur mâture et leur gréement; par M. WILKINSON.

Études expérimentales sur les vibrations dues aux machines marines; par M. PINCZON, Ingénieur de la Compagnie générale transatlantique.

Considérations sur le jaugeage des navires; par M. LÉON MULLER, Directeur de la *Revue générale de la Marine marchande*.

De la transformation des chalands-pétroliers, à citernes indépendantes, en chalands-automobiles; par M. DIBOS, Ingénieur, Lauréat de l'Institut de France.

VOLUME N° 10 (ANNÉE 1899).

Règles approximatives pour le calcul de la surface propulsive; par M. J.-A. NORMAND.

Nouvelle méthode pour la détermination de la courbe des centres de carène (méthode des flottaisons isoaires). — Considérations sur l'emploi pratique de la développée métacentrique différentielle; par M. LOUIS MOISSENET, Ingénieur de la Marine.

Sur une méthode de calcul des carènes inclinées n'employant que les ordonnées des lignes d'eau des carènes droites; par M. L. RAVIER, Ingénieur de la Marine.

Nouvelle méthode pour le calcul des carènes inclinées; par M. LEPARMENTIER, Contremaître des Constructions navales.

Essais récents de croiseurs anglais; par M. PIAUD, Ingénieur de la Marine.

Chaudières multitubulaires dérivées des types Perkins et Field; par M. Louis Turgan, Ingénieur civil des Constructions navales.

Perfectionnements successifs apportés aux chaudières multitubulaires à petits tubes; par M. Brillié, Ingénieur de la Marine.

Description d'un nouveau type de chaudière multitubulaire; par M. Brillié, Ingénieur de la Marine.

Note au sujet de l'évaluation du rendement économique des machines à vapeur; par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.

Du calcul des ventilateurs et de leur installation à bord des bâtiments de guerre; par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.

Calcul graphique des joints rivés et des cales de renfort; par M. Étienne Colinet, Élève de l'École du Génie maritime.

Note sur l'emploi des bords tombés, l'épaulement des clins des tôles et la suppression des couvre-joints des abouts; par M. Le Go, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

Influence des dimensions transversales des pièces sur les résultats obtenus par la trempe, l'écrouissage et sur la forme de certaines ruptures; par M. Simonot, Ingénieur de la Marine.

Au sujet de quelques travaux exécutés à la tâche à l'arsenal de Fou-Tchéou; par M. Doyère, Ingénieur de la marine.

Nouvel outillage portatif pour le perçage sur les navires en construction; par M. Louis Moissenet, Ingénieur de la Marine.

Sur les divers moyens de transport de la force dans les chantiers et ateliers; par M. L. Ravier, Ingénieur de la Marine.

Considérations stratégiques et tactiques relatives à l'étude des navires de guerre; par M. Woodward, Ingénieur de la Marine des États-Unis.

Relèvement optique des objets immergés; par M. Dibos, Ingénieur, Lauréat de l'Institut.

ERRATA.

Pages.	Lignes.	*Au lieu de :*	*Lisez :*
57	4	AFANASSIEF.	AFONASSIEF.
205	10 en remontant.	*Pl. XX.*	*Pl. XIX.*
228	4	$\frac{U}{I} = 1 - 0,85 \frac{r}{\rho}$.	$\frac{U}{I} = 1$.
243	5	Id.	Id.

TABLE DES MATIÈRES.

Pages

Statuts V

Liste des membres du Bureau et du Comité d'études IX

Liste des membres de l'Association X

CONGRÈS INTERNATIONAL D'ARCHITECTURE ET DE CONSTRUCTION NAVALES :

Comité de patronage XX

Programme des travaux XXI

Règlement XXIV

Membres adhérents du Congrès XXVI

Onzième session de l'Association technique maritime XXXV

SESSION DE 1900.

Discours prononcé à l'ouverture du Congrès d'Architecture et de Construction navales; par M. DE BUSSY, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Président de la Commission d'organisation 1

Stabilité d'un paquebot après un abordage en mer, dispositions propres à prévenir le chavirement; par M. BERTIN, Directeur du Génie maritime 7

Note sur une application de la théorie de la stabilité à angles finis; par M. VAN MEERTEN, Ingénieur de la Marine Néerlandaise 25

Note sur un nouvel appareil de calcul : *L'exposant-mètre totalisateur*. Application au calcul des carènes inclinées; par M. BONNET, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée 27

Nouvelles recherches sur la résistance des carènes et le fonctionnement des bateaux; par M. HAACK, Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft 41

Note sur la résistance au mouvement d'un navire, lorsque les dimensions dans le sens de la longueur, de la largeur ou de la profondeur sont modifiées dans un rapport constant; par M. GIUSEPPE ROTA, Ingénieur en chef du Génie Naval Italien 49

Formules pratiques sur le mouvement du navire; par M. AFONASSIEF, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques, Membre honoraire du Comité technique de la Marine militaire Russe 57

Contribution à la théorie des hélices propulsives; par M. RATEAU, Ingénieur des Mines 75

Des hélices propulsives; par M. STÉPHANE DRZEWIECKI, Ingénieur 89

Pages.

Adoption d'un système rationnel d'unités dans les questions de construction navale; par M. Hauser, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite 117

Unification des résultats des calculs de navires; par M. Biles, Professeur d'Architecture Navale à l'Université de Glascow 123

Les cuirassés-croiseurs, les destroyers-estafettes et les torpilleurs sous-marins. Les trois fusions futures; par M. le Colonel Vittorio-E. Cuniberti, Ingénieur en chef du Génie Naval Italien 131

Le navire de combat de l'avenir; par MM. F.-C. Goodall, M. I. N. A., et A.-C. Holzapfel 137

Note sur l'application des lois sur le jaugeage des navires en divers pays; par M. Isakson, Inspecteur du Lloyd's Register, Membre de l'Institution des Naval Architects 143

Compte rendu des expériences faites sur un générateur Niclausse spécialement construit par la Société des générateurs inexplosibles, brevets Niclausse, pour déterminer, aux différentes allures de combustion, la vaporisation de chacun des étages de tubes. Déduction de quelques considérations pouvant être utilement appliquées à l'étude et à la construction des générateurs multitubulaires: par M. Dugé de Bernonville, Ingénieur de la Marine, Ingénieur en chef des ateliers J. et A. Niclausse 169

Étude sur les chaudières; par M. Montupet, Ingénieur-Constructeur 177

Mesures comparées des vibrations observées sur les croiseurs *Hansa* et *Vineta* de la Marine Allemande; par M. G. Berling, Marinebaumeister, Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft 193

Des vibrations des vapeurs; par M. Otto Schlick 209

Propulsion des navires par disques avec mouvement rectiligne alternatif et transmission par bandes métalliques: par M. Garin y Sociats, Capitaine de vaisseau de la Marine Espagnole, Général de la Armada 215

Fatigue des tuyautages de vapeur produite par leur dilatation à chaud; par M. Simonot, Ingénieur du Génie maritime 223

Note au sujet des essais d'un bateau de rivière à hélices multiples; par M. Ch. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine 261

Protection des carènes de navires contre l'attaque des torpilles automobiles et l'action de l'éperon, et changement possible des formes et des proportions des navires de guerre pour assurer cette protection; par M. E.-E. Goulaieff, Ingénieur des Constructions Navales de la Marine Impériale Russe 283

Mémoire sur un type nouveau de navire sans tangage et sans roulis, inchavirable et insubmersible après abordage; par M. Turc, Lieutenant de vaisseau 297

Construction des vapeurs pétroliers en Suède; par M. Hugo-G. Hammar, Ingénieur des Constructions navales 311

Bateaux-feux et vapeurs d'inspection du Service des phares des États-Unis: par M. Wylfrid-T. Sylven, Naval Architect and Marine Engineer, Membre de la Société Américaine des Naval Architects and Marine Engineers 317

Les installations électriques à l'arsenal de Lisbonne et à bord du croiseur *Rainha D^a Amelia*; par M. Croneau, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Lisbonne 323

Note sur le renflouage; par M. David-W. Noakes, Ingénieur 331

Le dock flottant comme auxiliaire d'un navire de guerre; par M. Lyonel Clark 335

Pages.

Apparaux de manœuvre et fixation des remorques en fil d'acier; par M. Moissenet, Ingénieur en chef de la Marine..... 373

Écrans hydrauliques; par M. Dibos, Ingénieur maritime, Lauréat de l'Institut.... 397

De l'Architecture navale considérée aux points de vue des affaires et de l'influence qu'elle exerce sur le commerce; par M. Théodore-V.-S. Angier, Associé de l'Institution des Naval Architects..... 401

Description du chantier de Newport News Shipbuilding and Dry Dock Company; par M. M.-S. Chace, Ingénieur civil des Constructions navales..... 405

PLANCHES.

I, II. — Stabilité d'un paquebot après un abordage en mer.

III, IV. — Note sur la résistance au mouvement d'un navire.

V. — Des hélices propulsives.

VI à XIII. — Unification des résultats des calculs de navires.

XIV à XVI. — Compte rendu des expériences sur un générateur Niclausse.

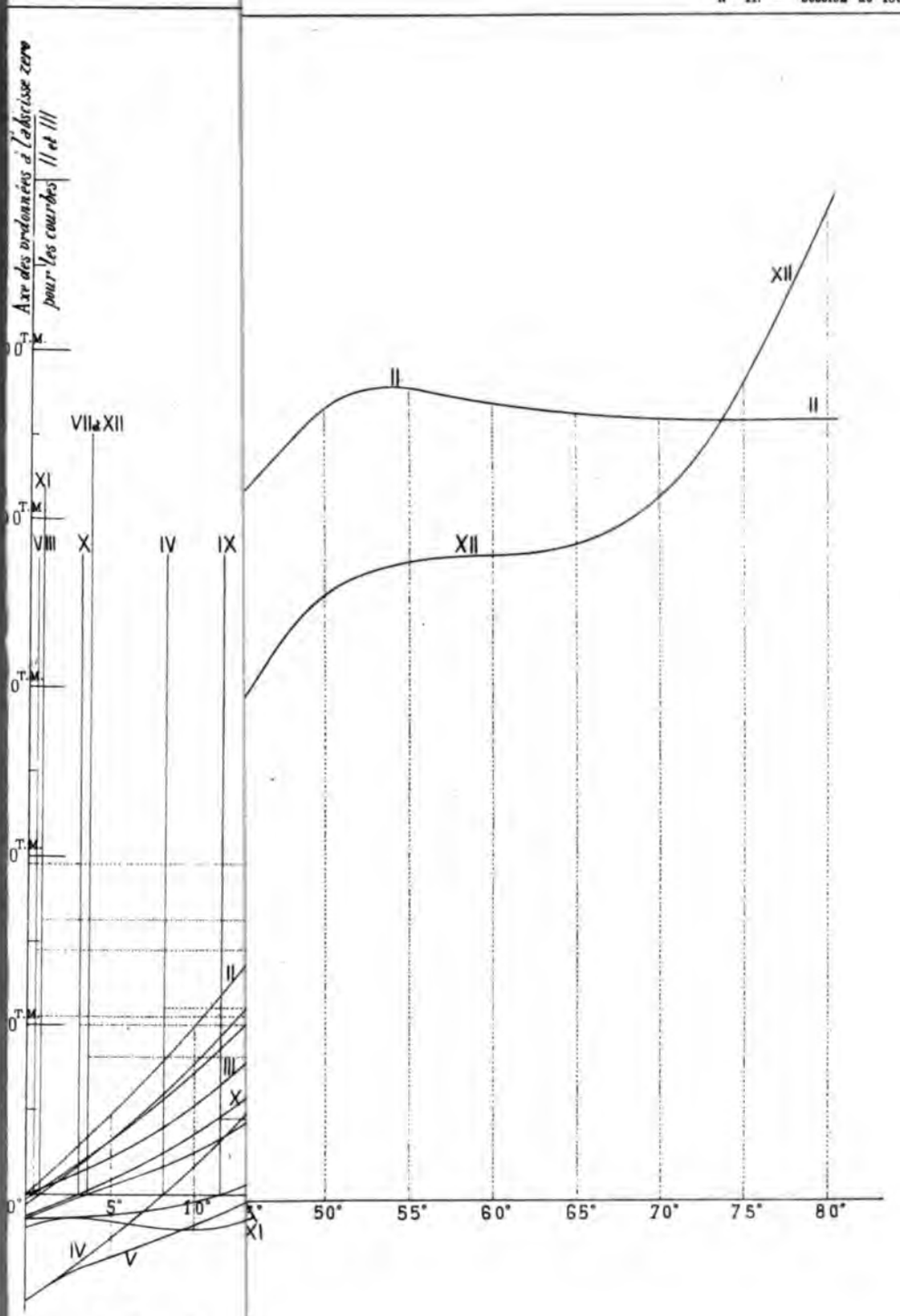
XVII à XXVIII. — Mesures comparées des vibrations observées sur les croiseurs *Hansa* et *Vineta* de la Marine allemande.

XXIX, XXX. — Note au sujet des essais d'un bateau de rivière à hélices multiples.

XXXI. — Protection des carènes de navires contre les attaques des torpilles.

28383 PARIS. — IMPRIMERIE GAUTHIER-VILLARS.

Quai des Grands-Augustins, 55.

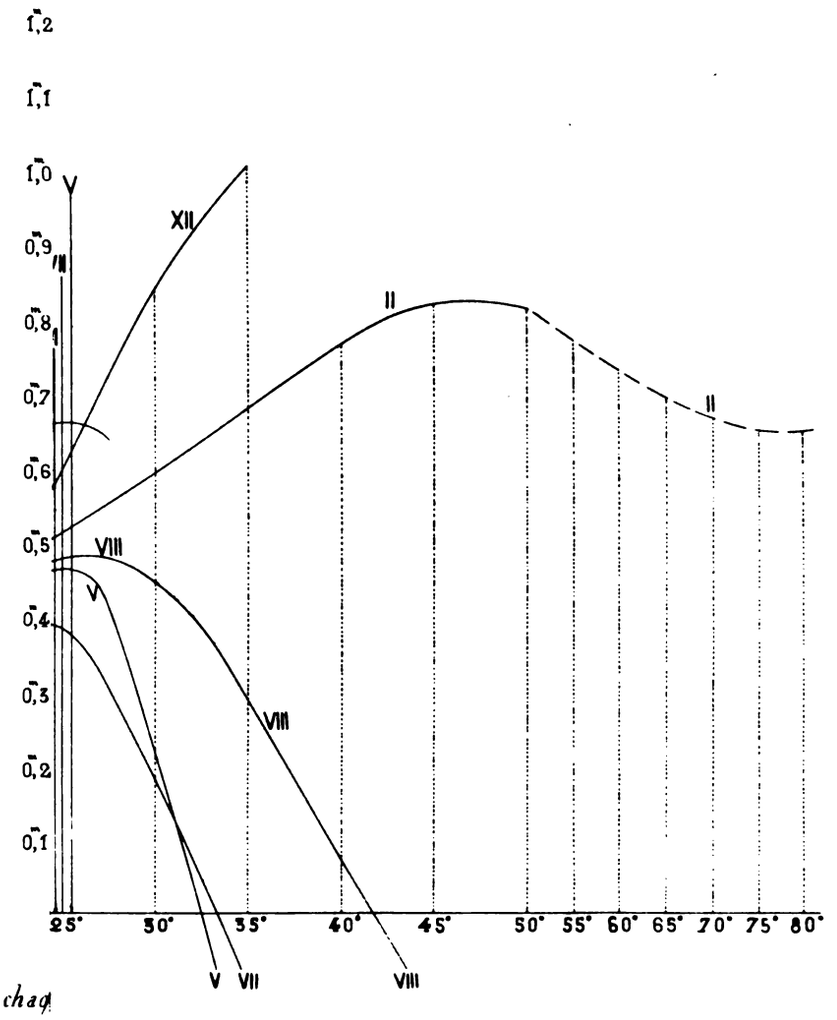


aque courbe, l'axe des ord
ne des abscisses, à partir a

Imp. E. Duffrénoy.

v.

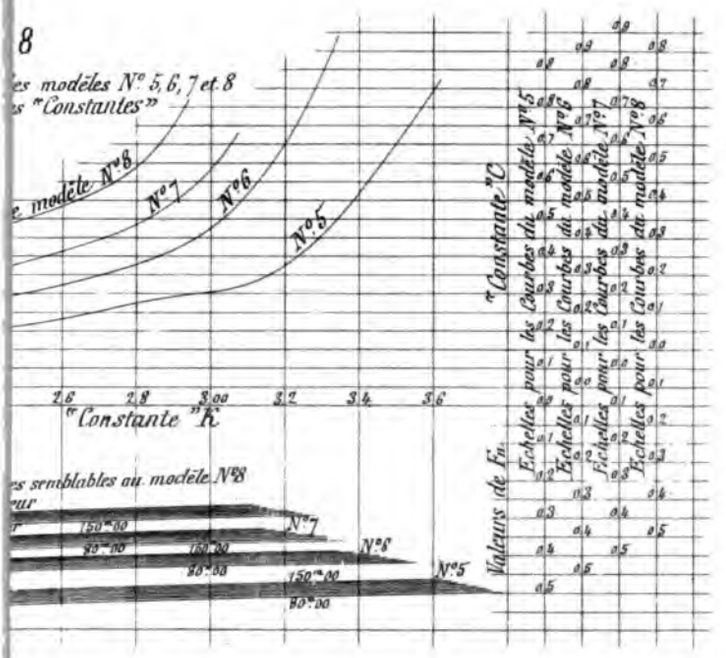
LÈGE



chaq

gine

Imp. E. Duffrénoy.


8
es modèles N° 5, 6, 7 et 8
s "Constantes"
e modèle N°8
N°7
N°6
N°5
2.6
2.8
3.00
3.2
3.4
3.6
"Constante" K
es semblables au modèle N°8
150m00
80m00
N°7
N°6
N°5
"Constante" C
Valeurs de Fn.
Echelles pour les Courbes du modèle N°5
Echelles pour les Courbes du modèle N°6
Echelles pour les Courbes du modèle N°7
Echelles pour les Courbes du modèle N°8

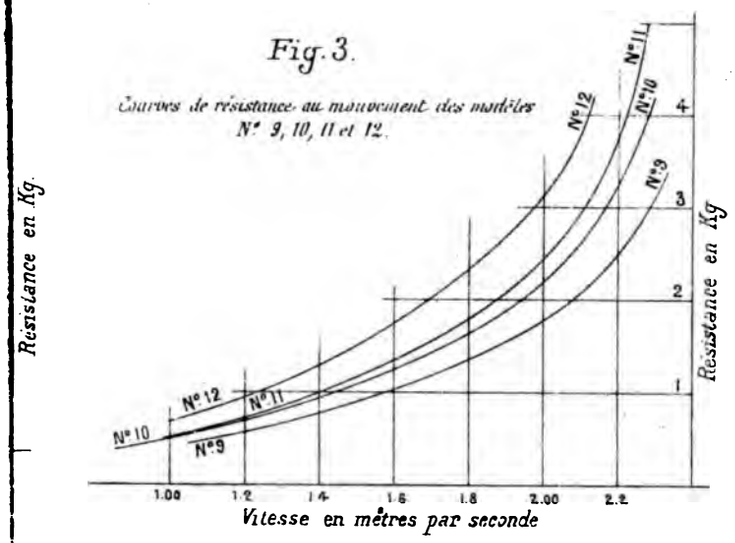


Fig. 3.
Courbes de résistance au mouvement des modèles N° 9, 10, 11 et 12.
Résistance en Kg.
Résistance en Kg
N° 12
N° 11
N° 10
N° 9
1.00
1.2
1.4
1.6
1.8
2.00
2.2
Vitesse en mètres par seconde

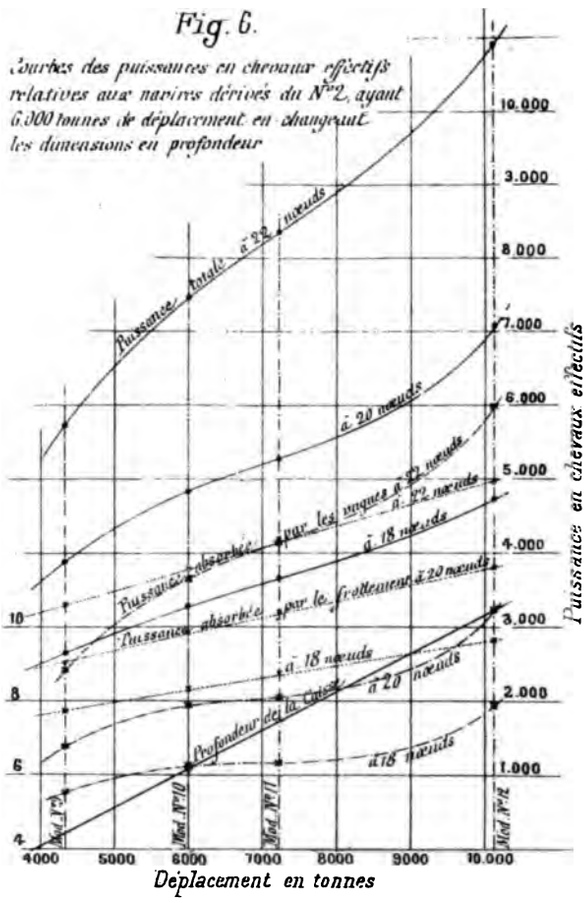
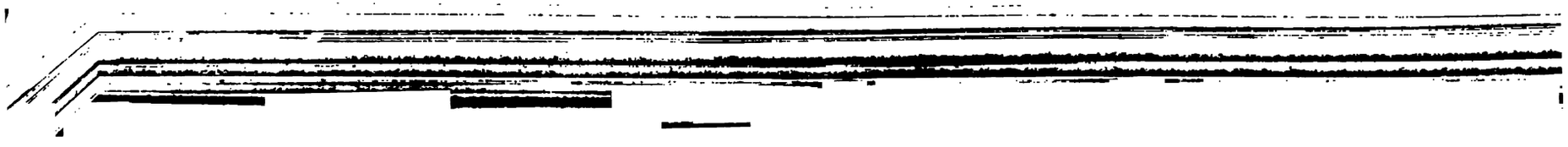


Fig. 6.
Courbes des puissances en chevaux effectifs relatives aux navires dérivés du N° 2, ayant 6.000 tonnes de déplacement en changeant les dimensions en profondeur
Puissance totale à 22 nœuds
à 20 nœuds
Puissance absorbée par les vagues à 22 nœuds
à 22 nœuds
à 18 nœuds
Puissance absorbée par le frottement à 20 nœuds
à 18 nœuds
à 20 nœuds
Profondeur de la Cuisse
à 18 nœuds
Mod. N° 9
Mod. N° 10
Mod. N° 11
Mod. N° 12
Profondeur de la carène en mètres
Puissance en chevaux effectifs
Déplacement en tonnes



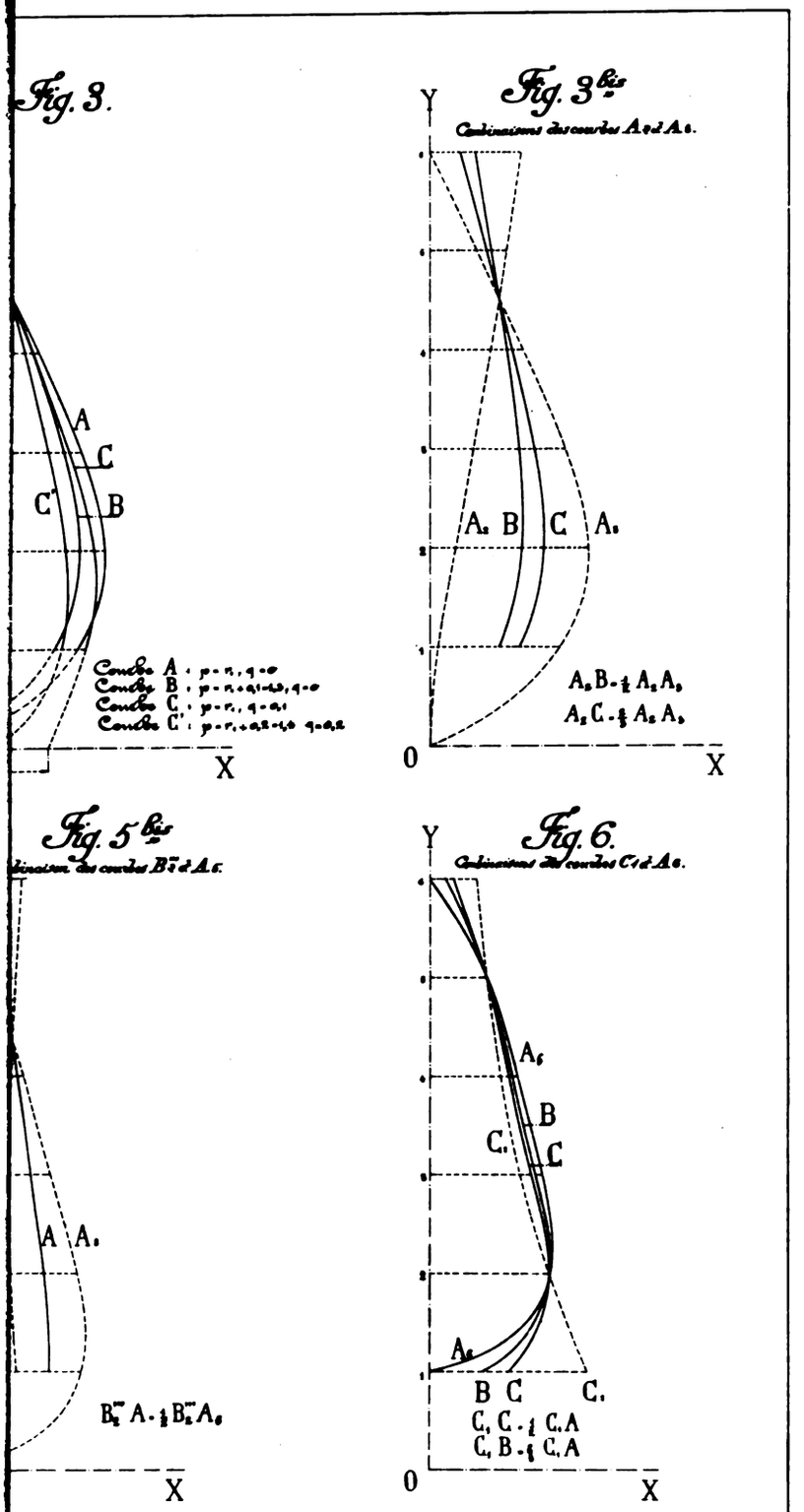
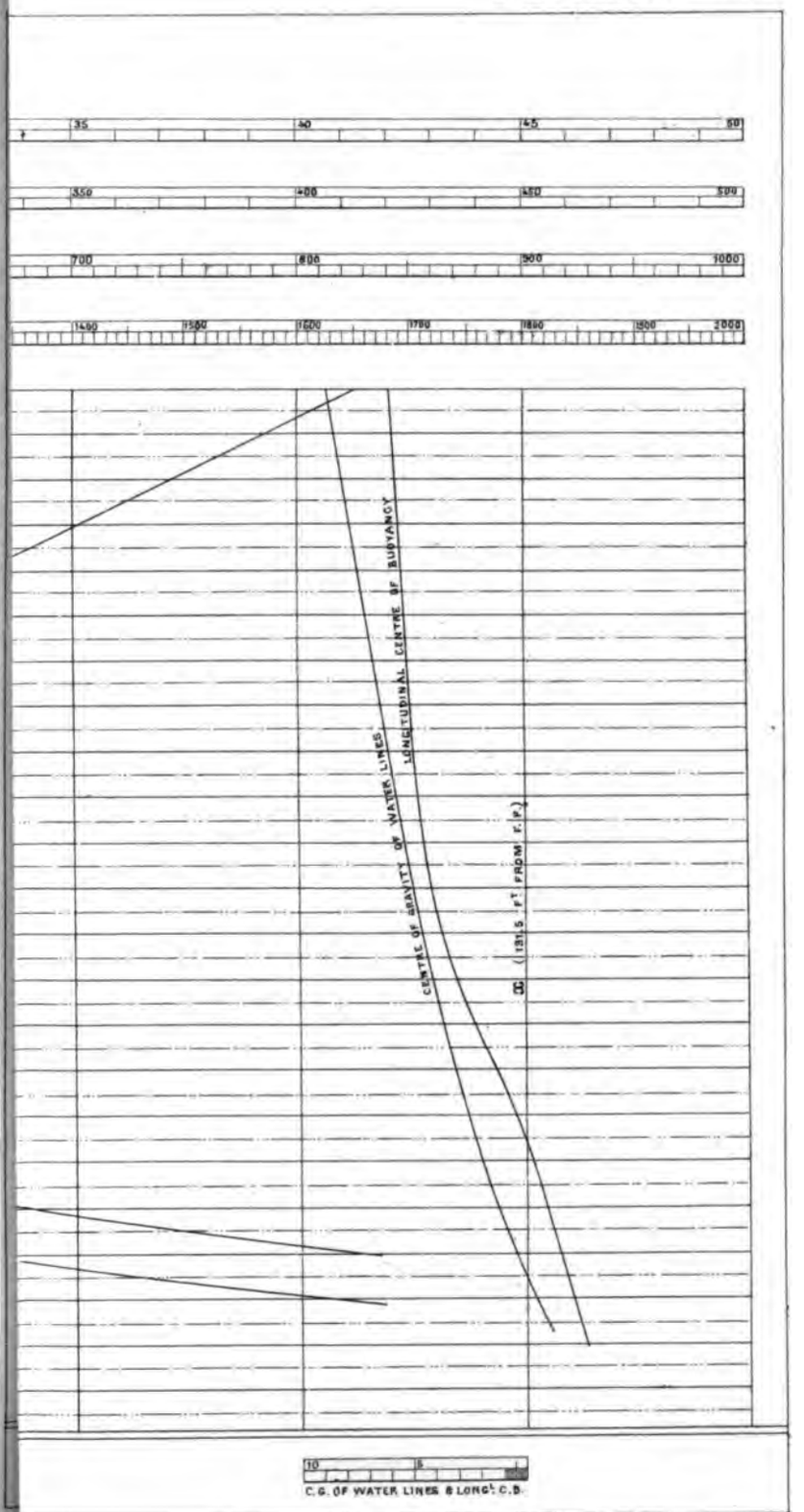
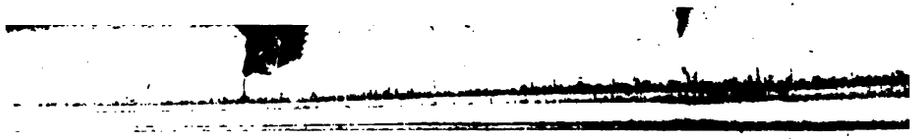
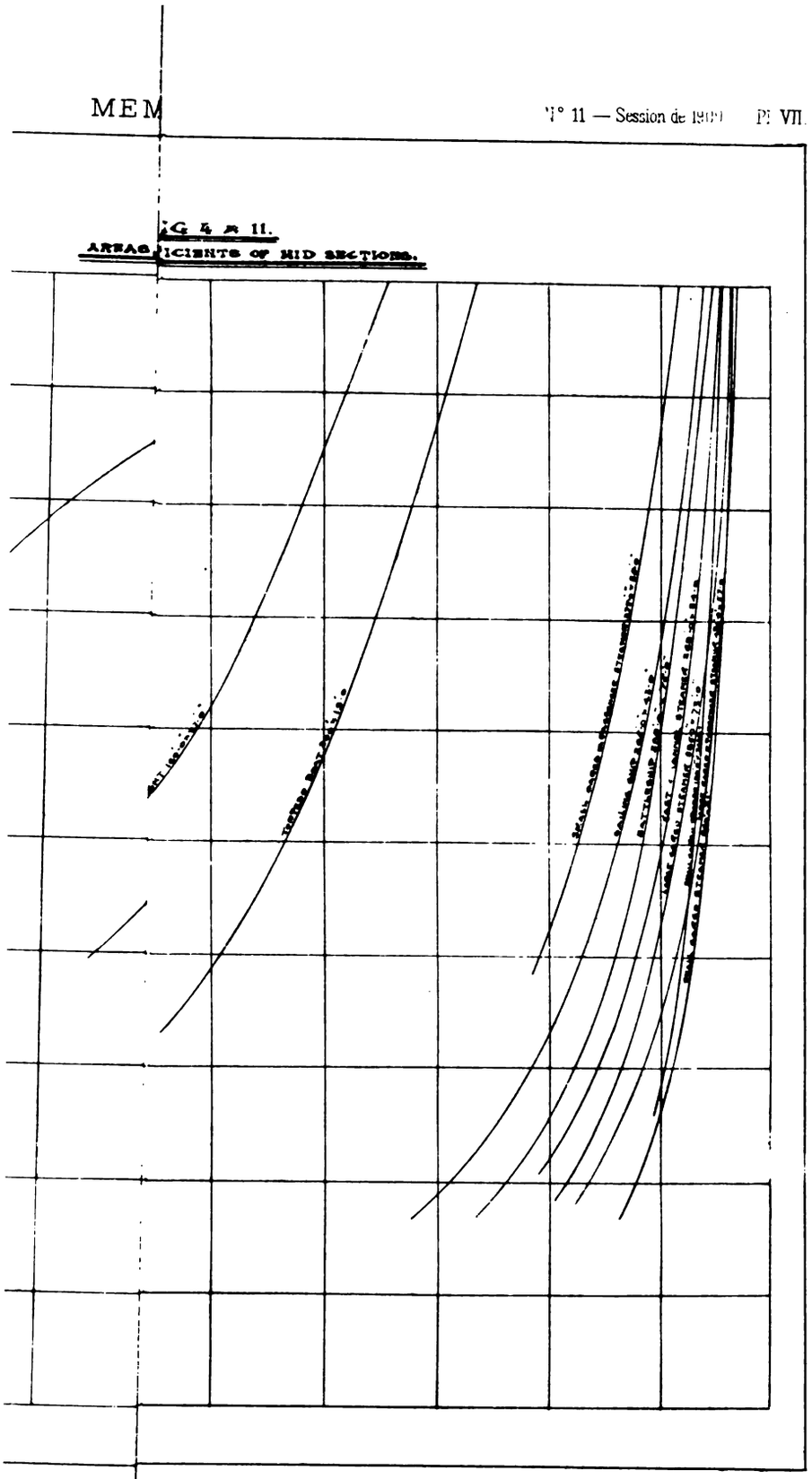


Fig. 3.
A
C
C'
B
X
Fig. 3 bis
Y
A₂ B C A₃
0
X
Fig. 5 bis
A A₃
X
Fig. 6.
Y
A₅
B
C₁
C
A₆
B C C₁
0
X


35
40
45
50
350
400
450
500
700
800
900
1000
1400
1500
1600
1700
1800
1900
2000
CENTRE OF GRAVITY OF WATER LINES
LONGITUDINAL CENTRE OF BUOYANCY
(131.5 FT. FROM F.P.)
10
5
C.G. OF WATER LINES & LONG^L C.B.




G 4 n 11.
AREAS ICIENTS OF MID SECTIONS.

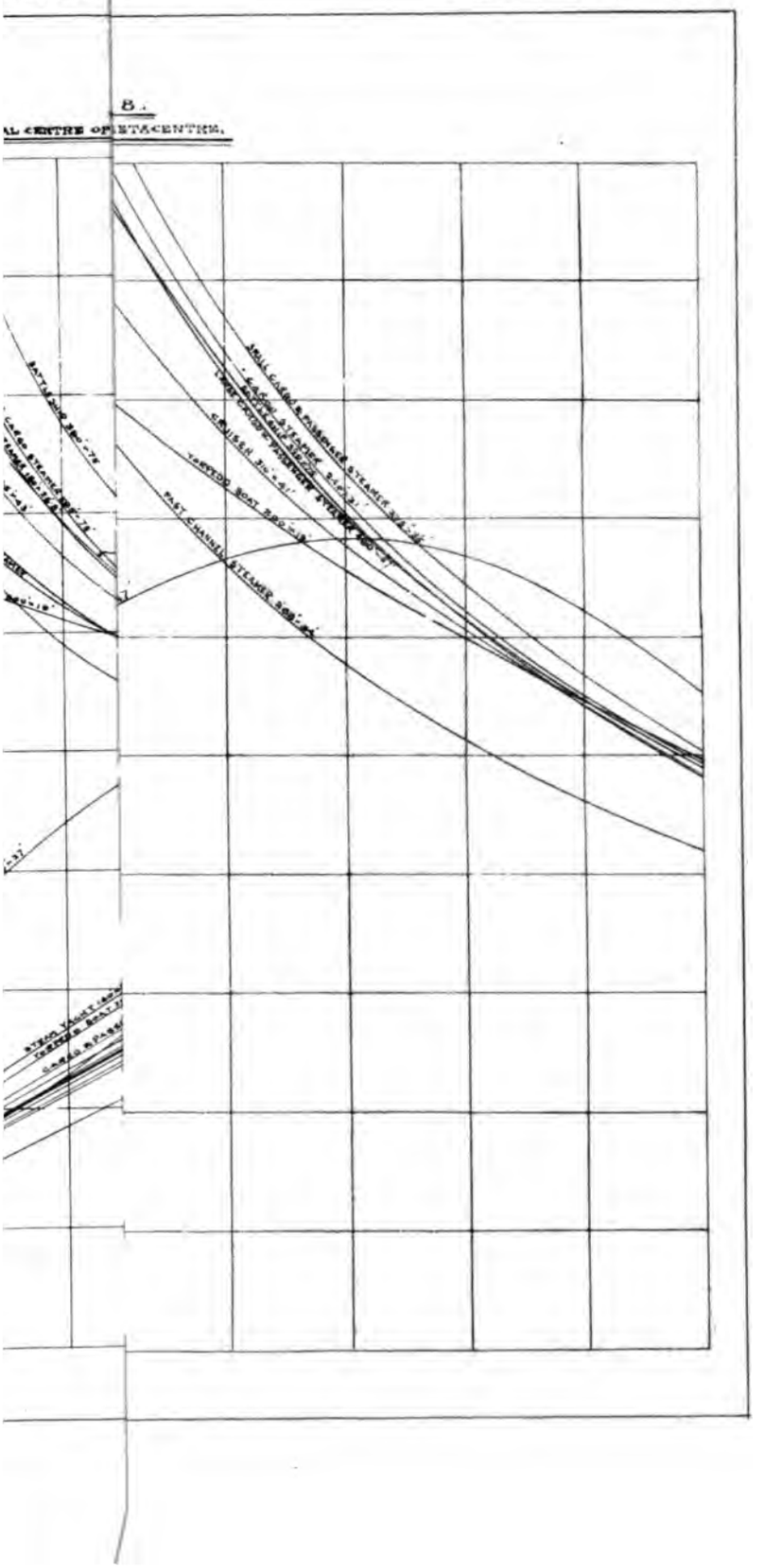

8.
AL CENTRE OF METACENTRE.
7

FIG. 13.

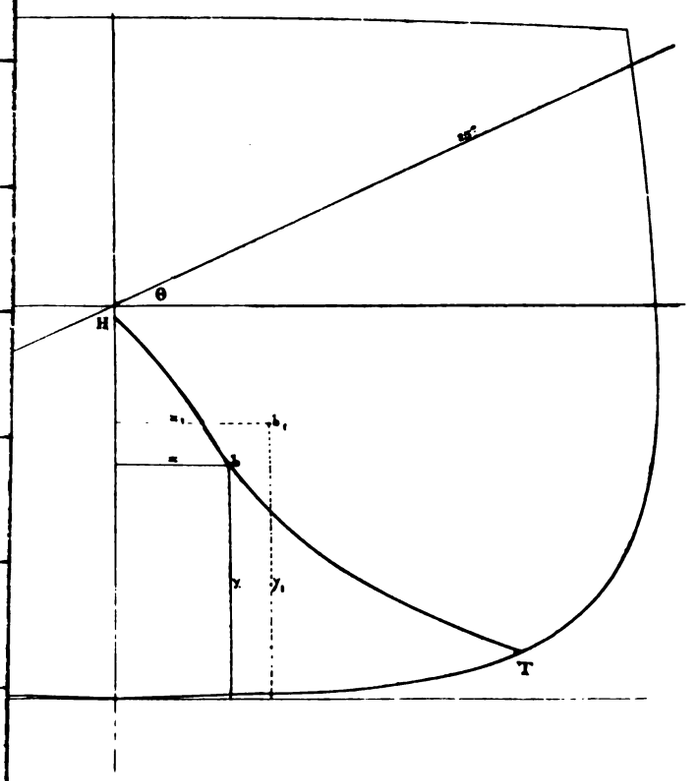
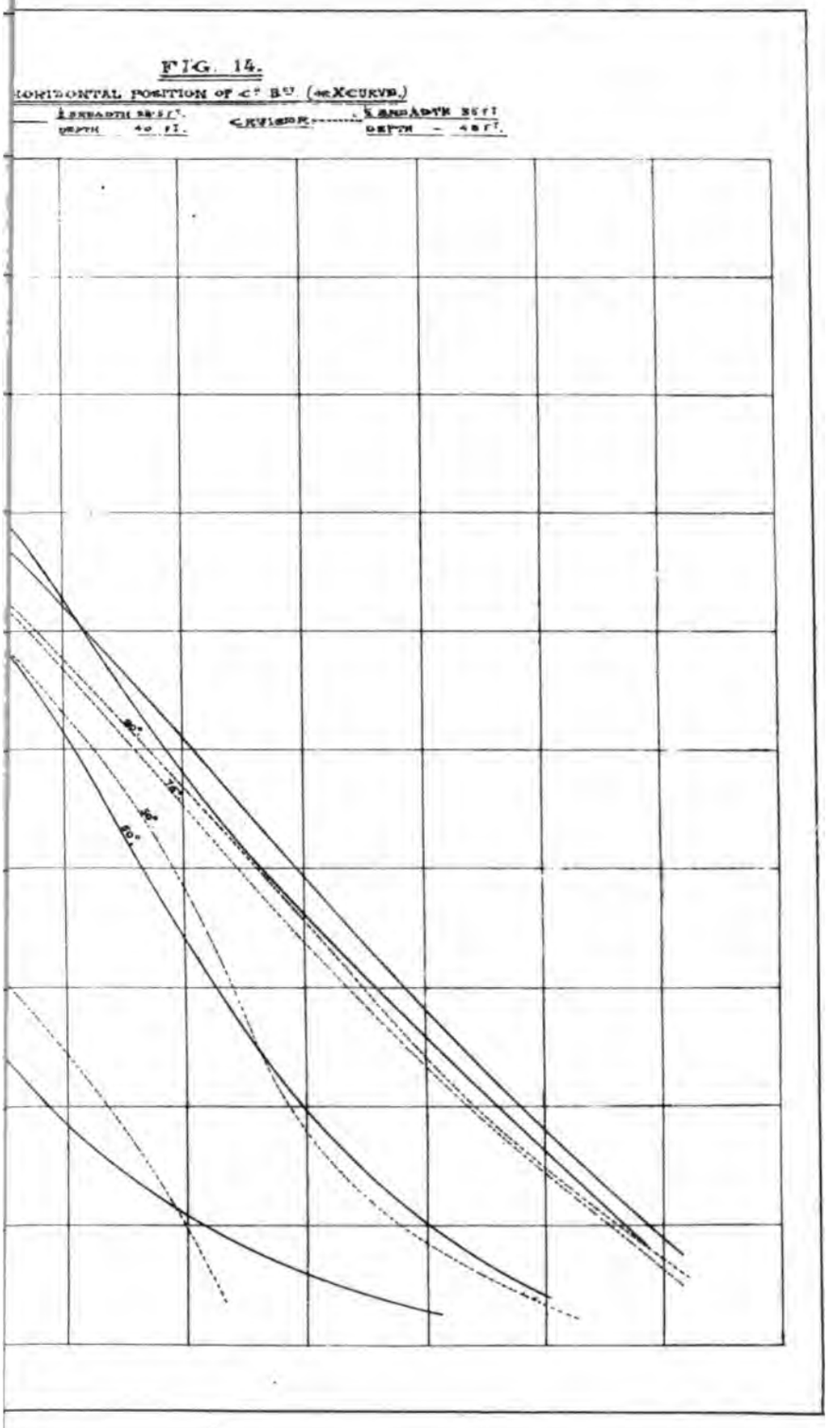
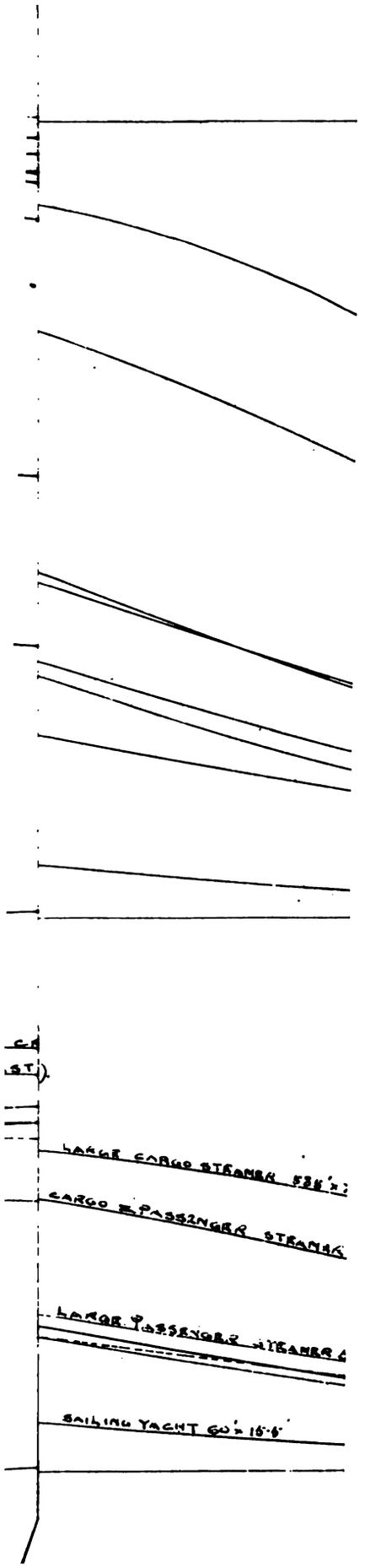
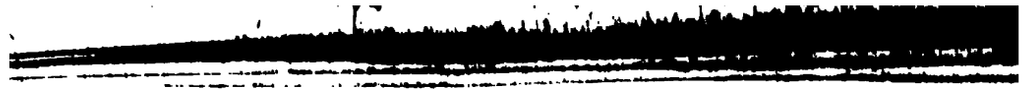


FIG. 14.

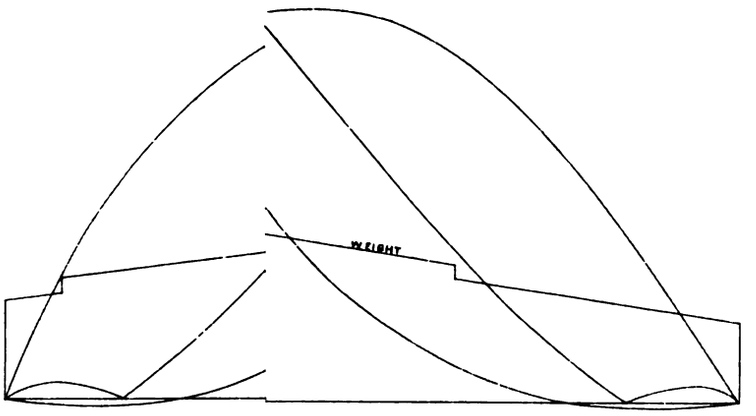

HORIZONTAL POSITION OF C.P. B.U. (or X CURVE.)
DEPTH 40 FT.
CRUISER
DEPTH - 48 FT.


LARGE CARGO STEAMER
CARGO & PASSENGER STEAMER
LARGE PASSENGER STEAMER
SAILING YACHT 60' x 16·6'



G.17.

STEMMER.



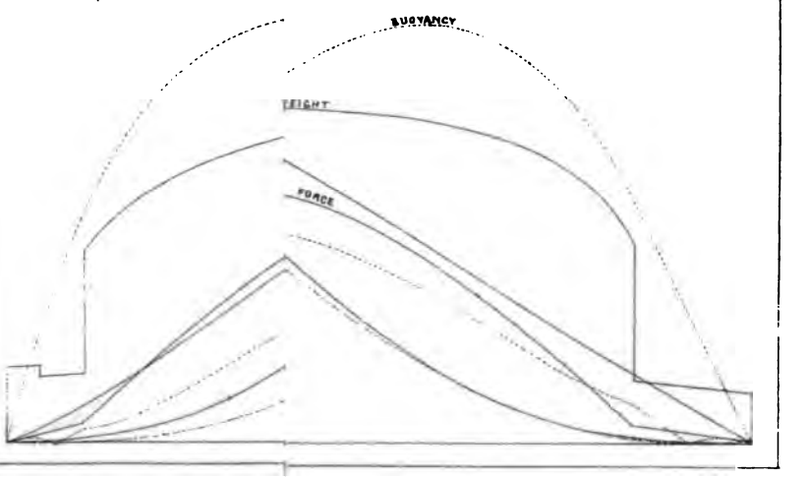
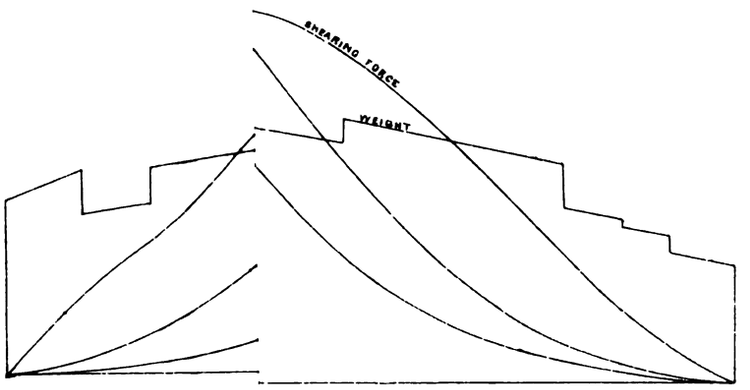
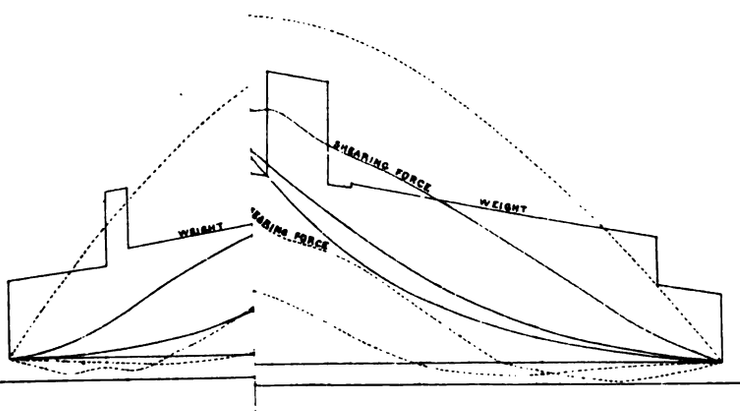


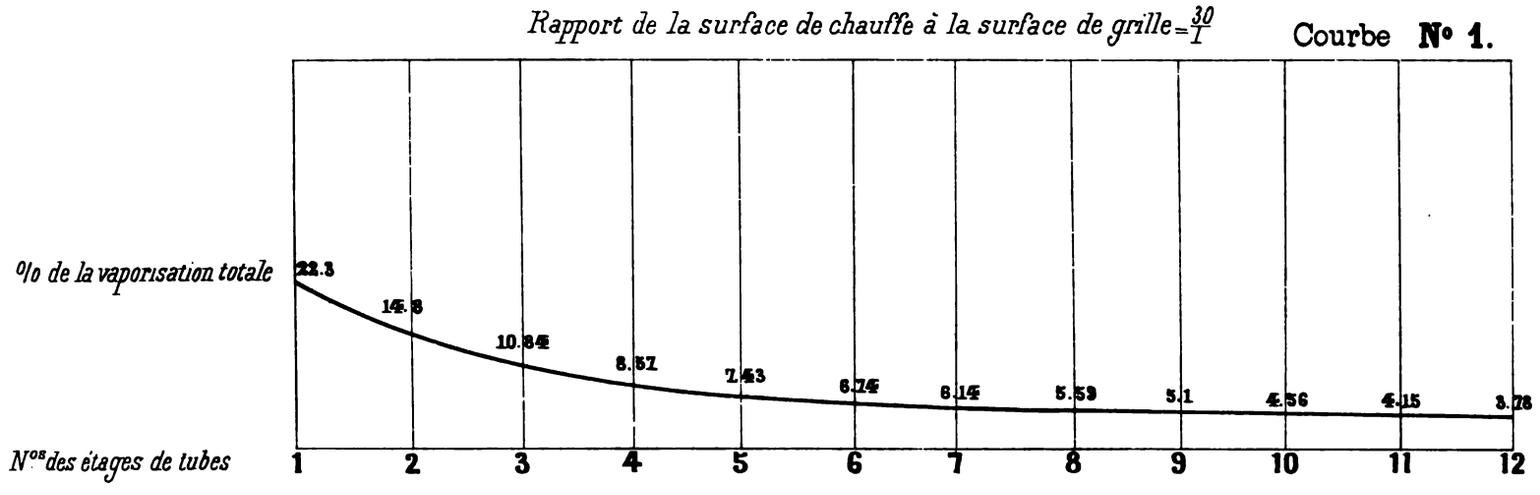
FIG. 19.

PASSENGER STEAMER.





à chacun des étages de tubes par rapport à la production totale pour des allures de combustion variant de 50 à 300 k^gr par Mètre carré de grille.



Paris. Autog. Ch. Humblot, 94, Quai de Jemmapes.

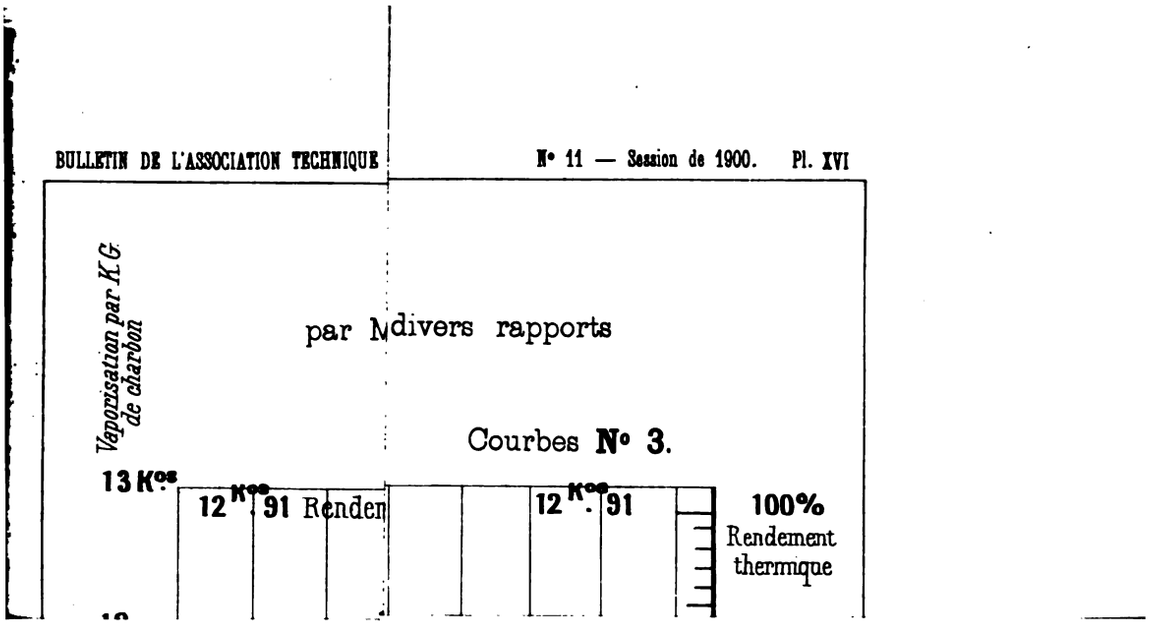

Vaporisation par K.G. de charbon
par M divers rapports
Courbes N° 3.
13 Kos
12 Kos. 91 Renden
12 Kos. 91
100%
Rendement thermique

Fig 6.

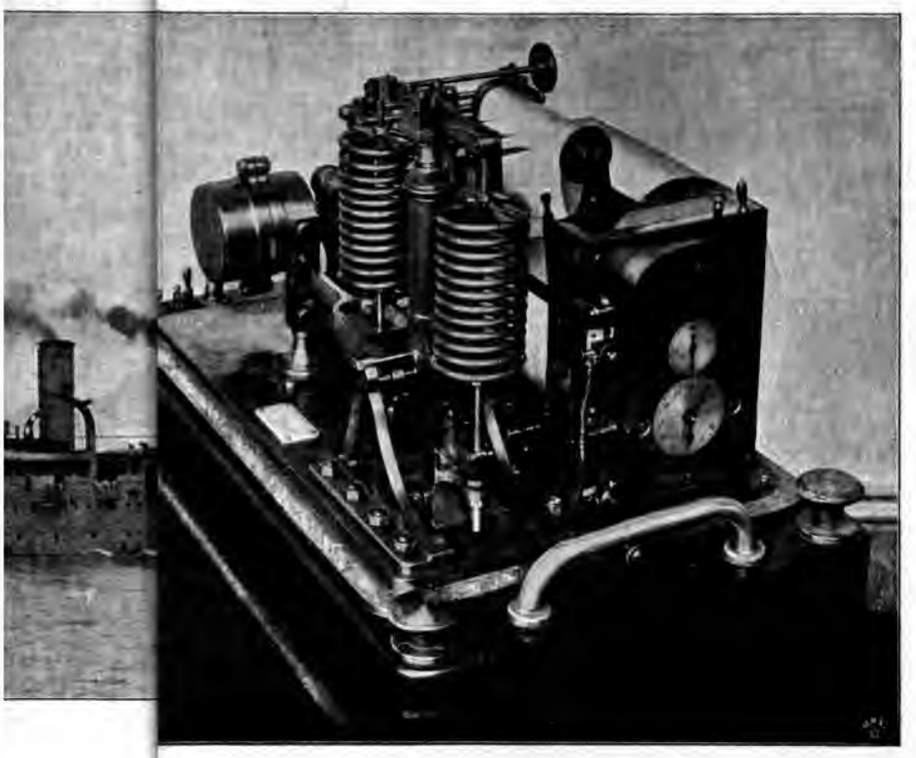


Fig. 8.

Fig. 12.

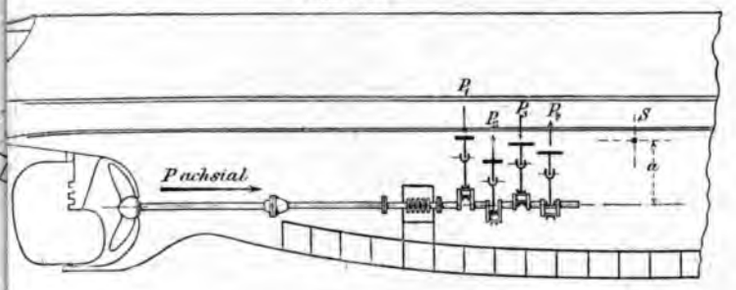
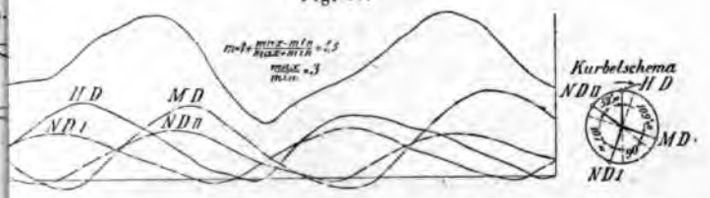
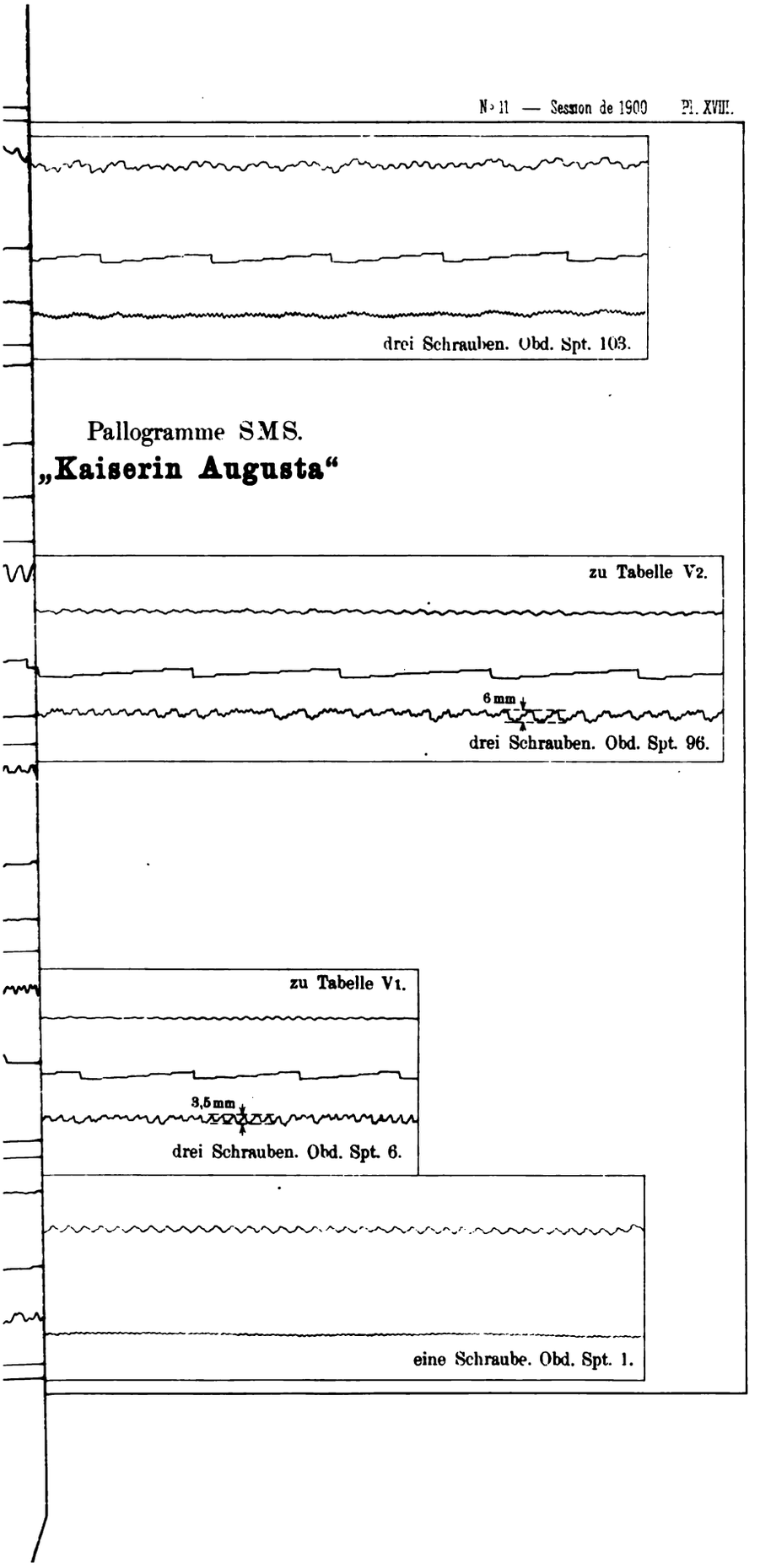
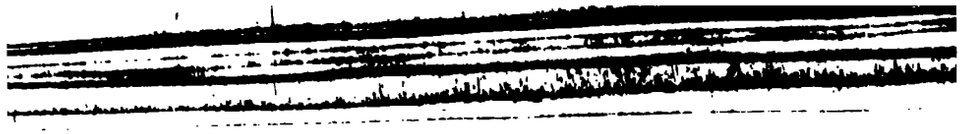


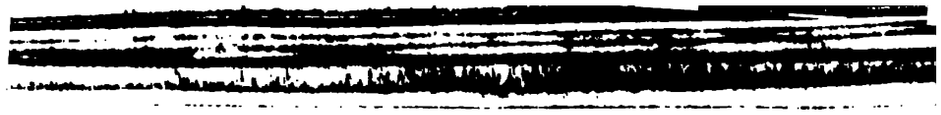
Fig. 9.

Fig. 13.

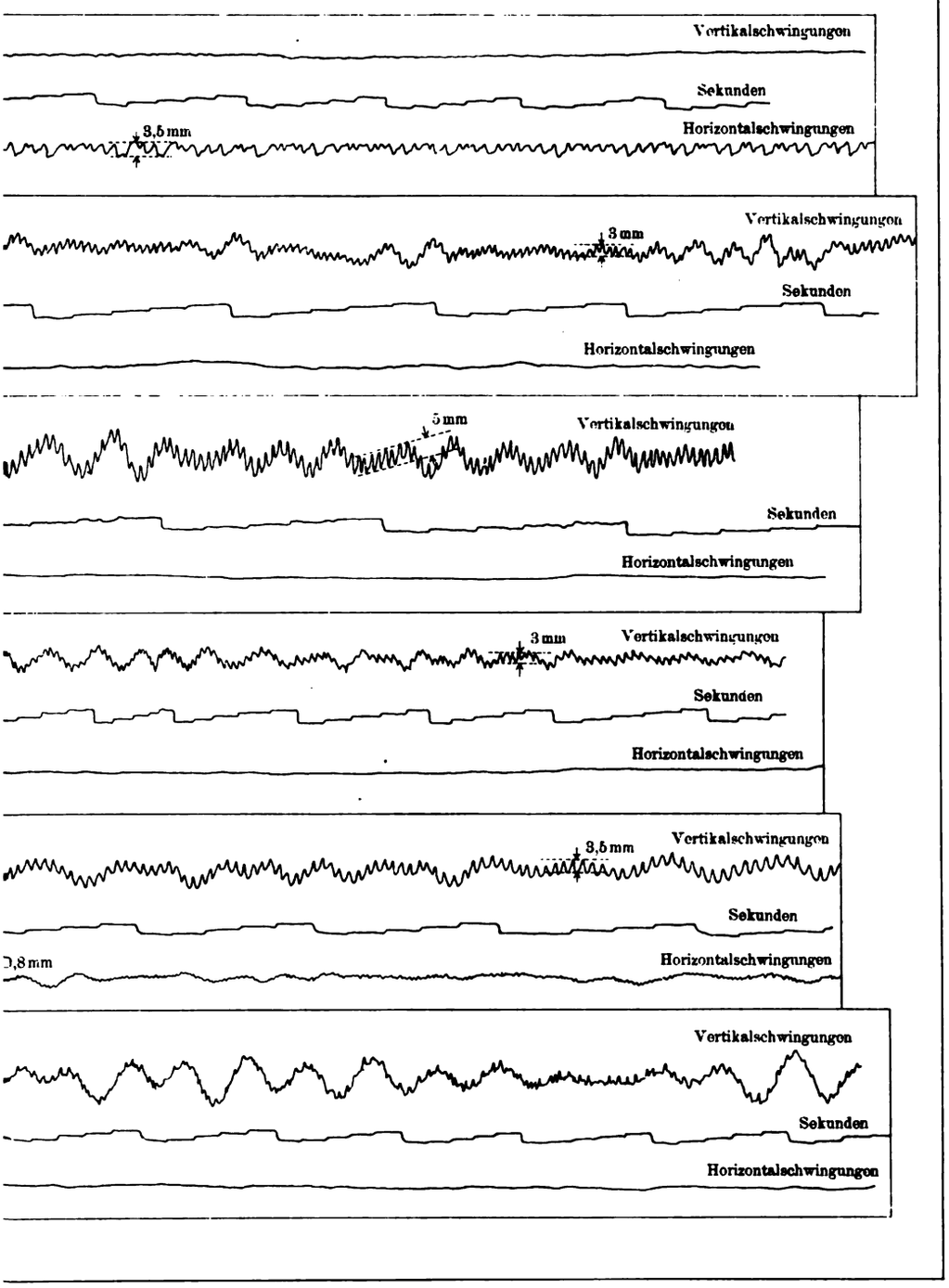


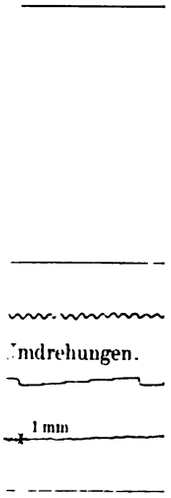

drei Schrauben. Obd. Spt. 103.
Pallogramme SMS.
„Kaiserin Augusta“
zu Tabelle V2.
6 mm
drei Schrauben. Obd. Spt. 96.
zu Tabelle V1.
3,5 mm
drei Schrauben. Obd. Spt. 6.
eine Schraube. Obd. Spt. 1.



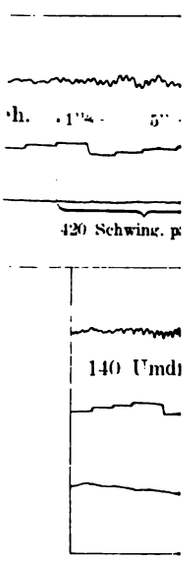


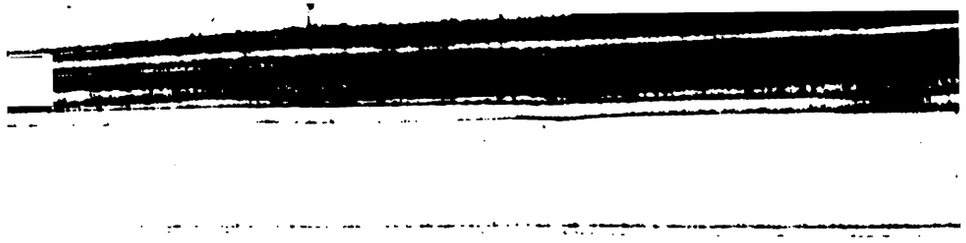
Torpedoboot S 42 mit Schlick Maschinen.



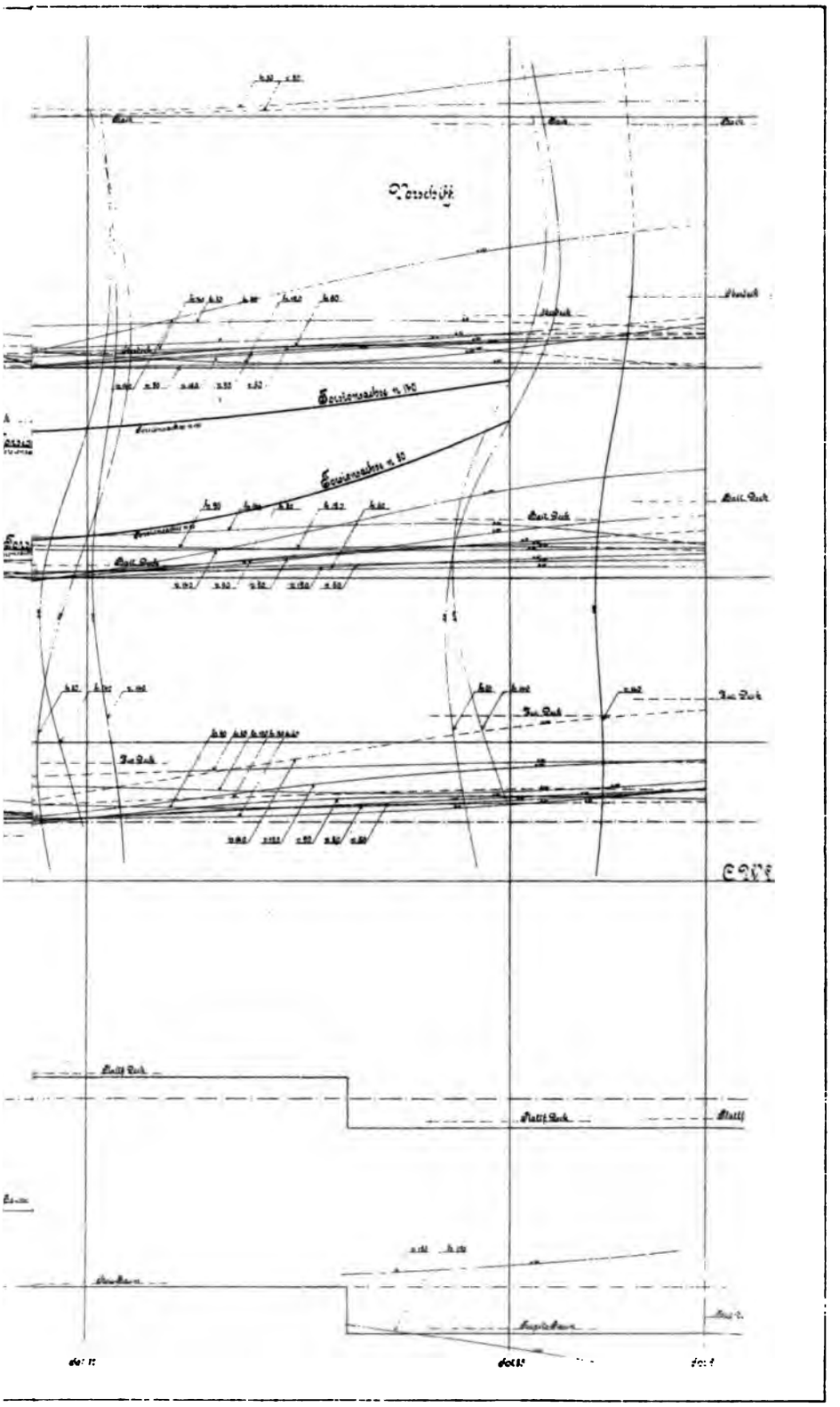


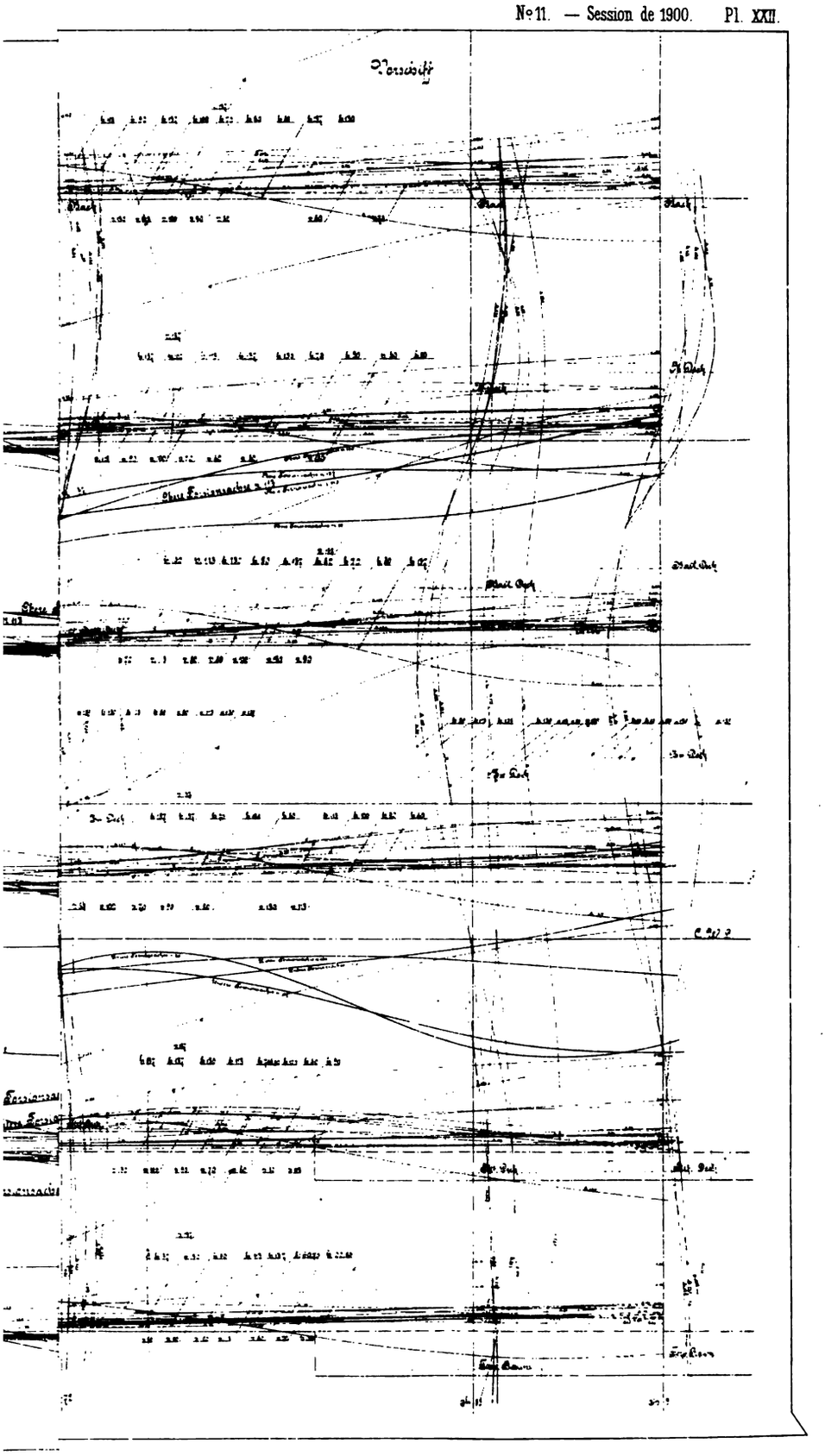
Pall

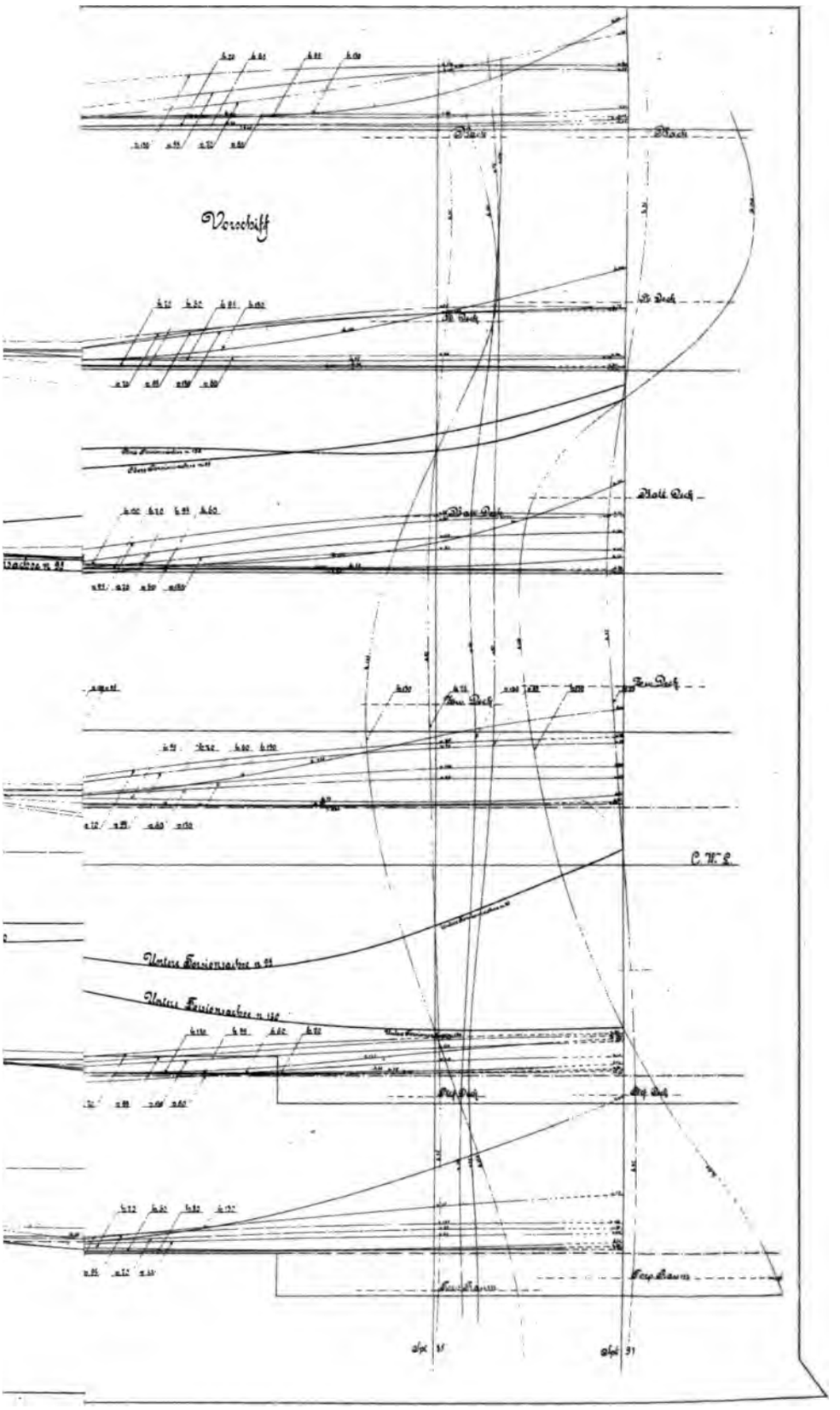


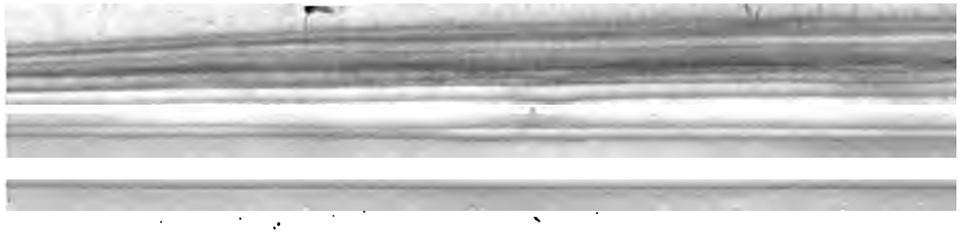


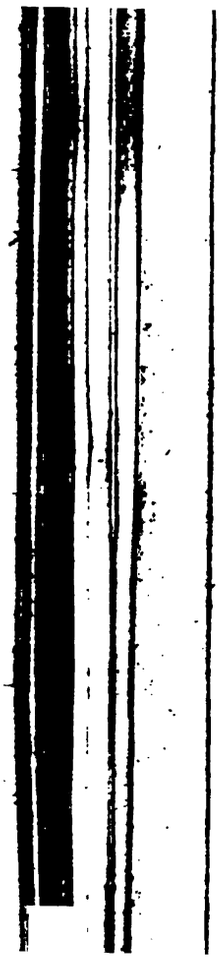
[redacted]

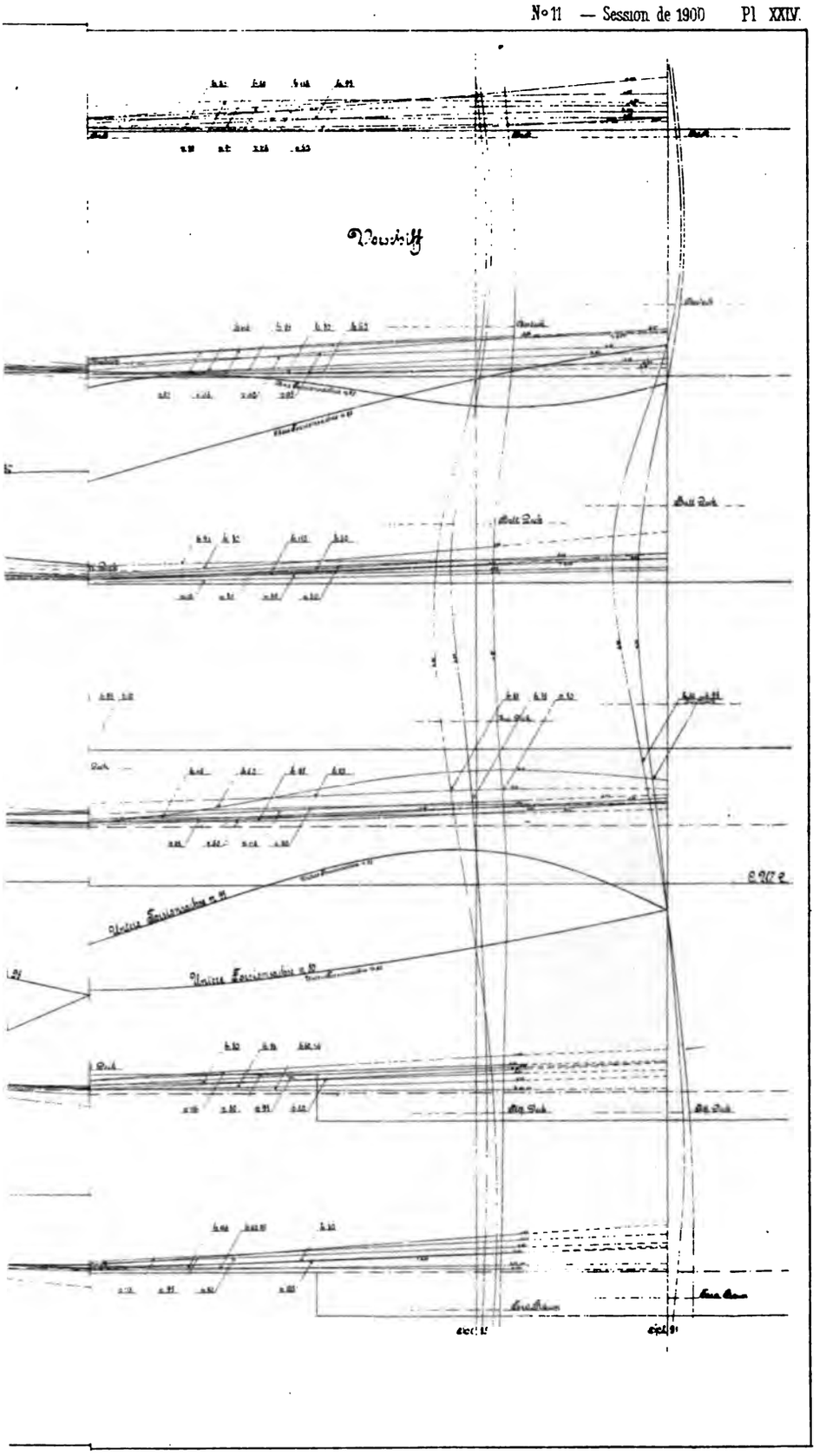


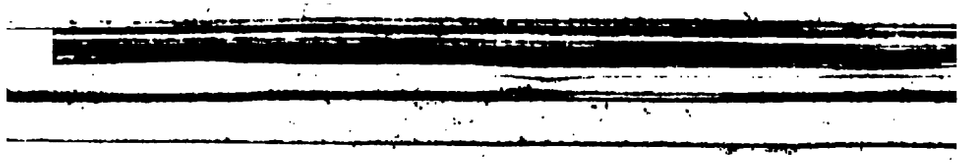


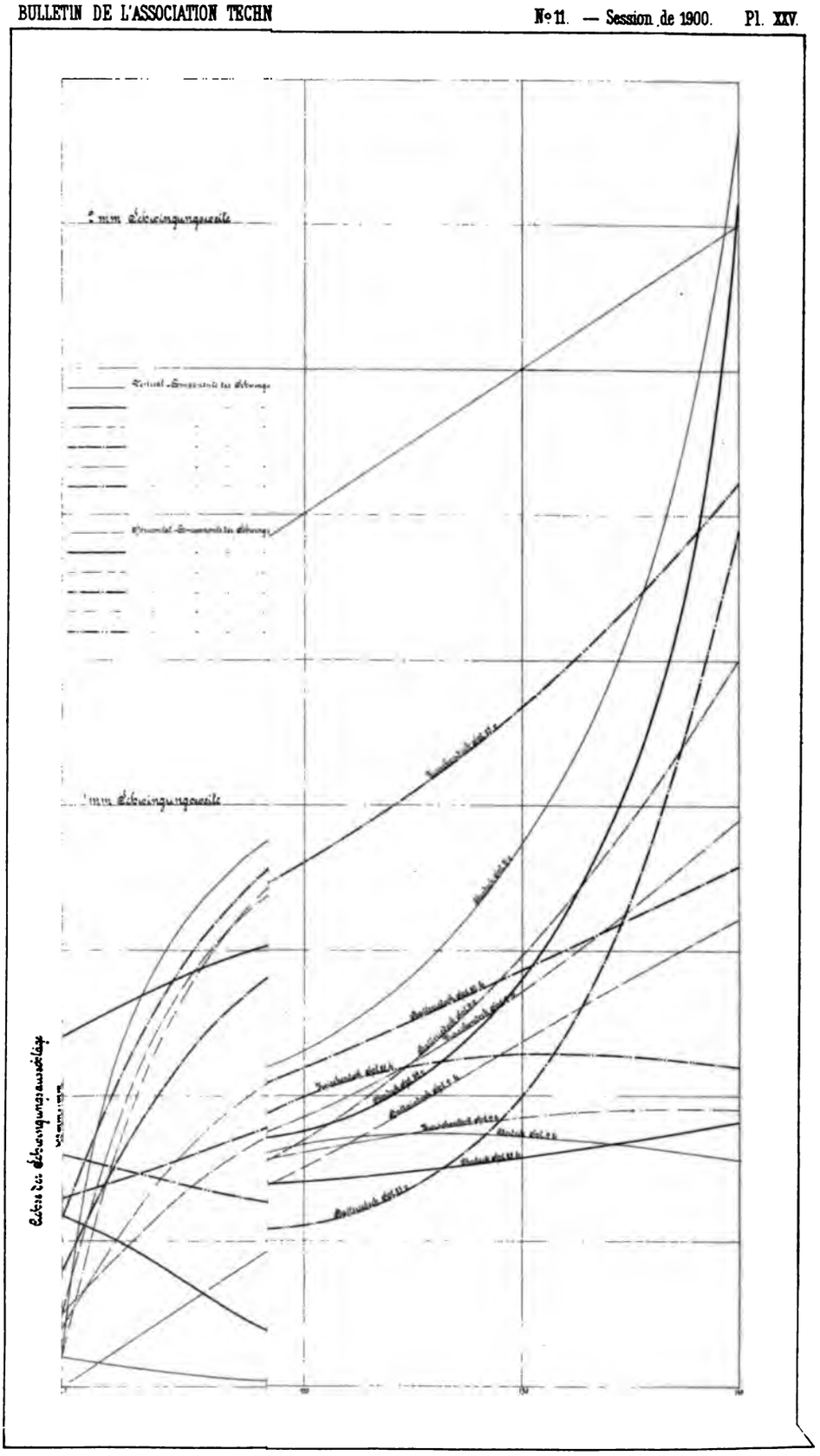

Vorschiff
Blatt Deck
Untere Torsionsachse n 94
Untere Torsionsachse n 130

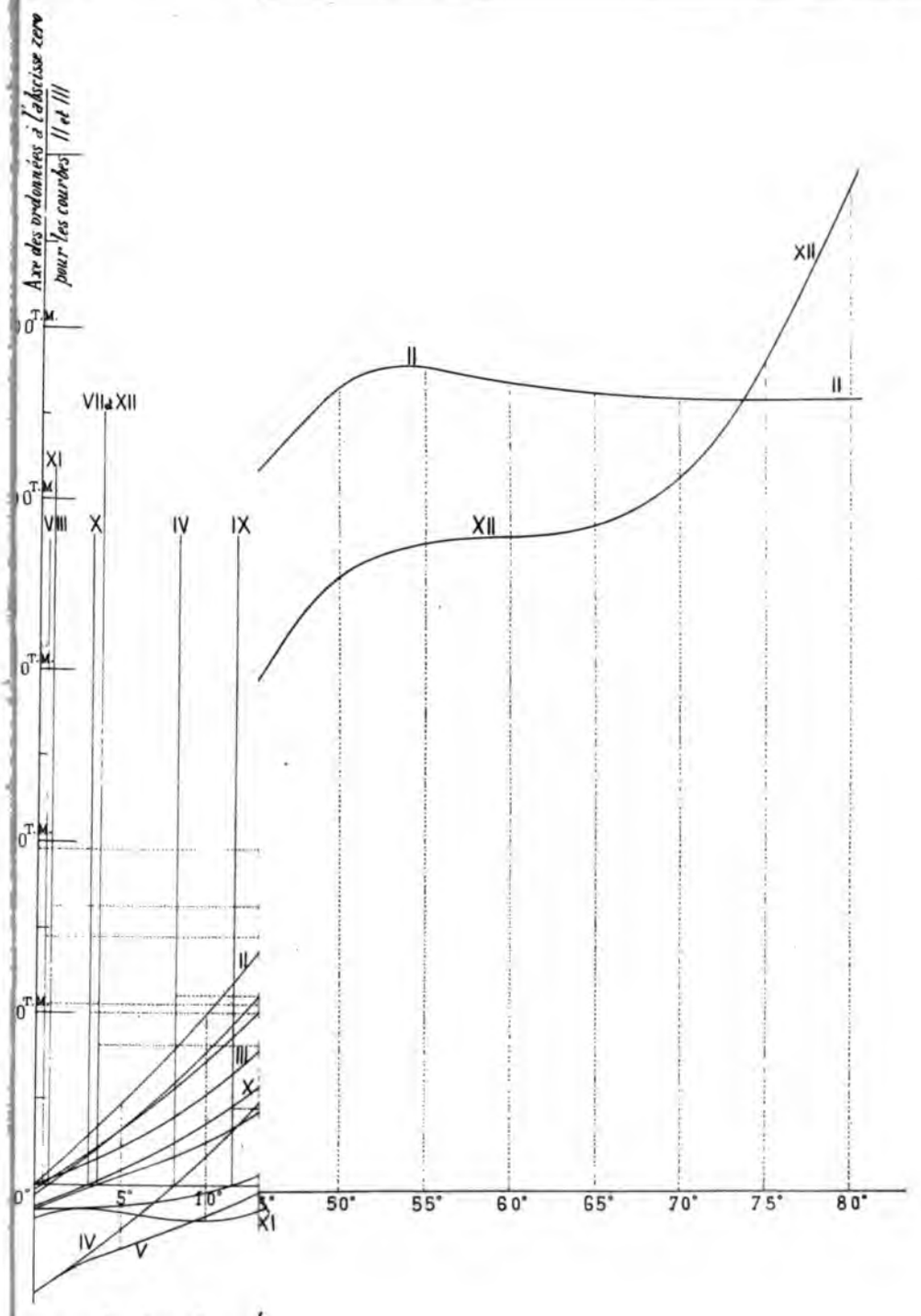





Querschiff

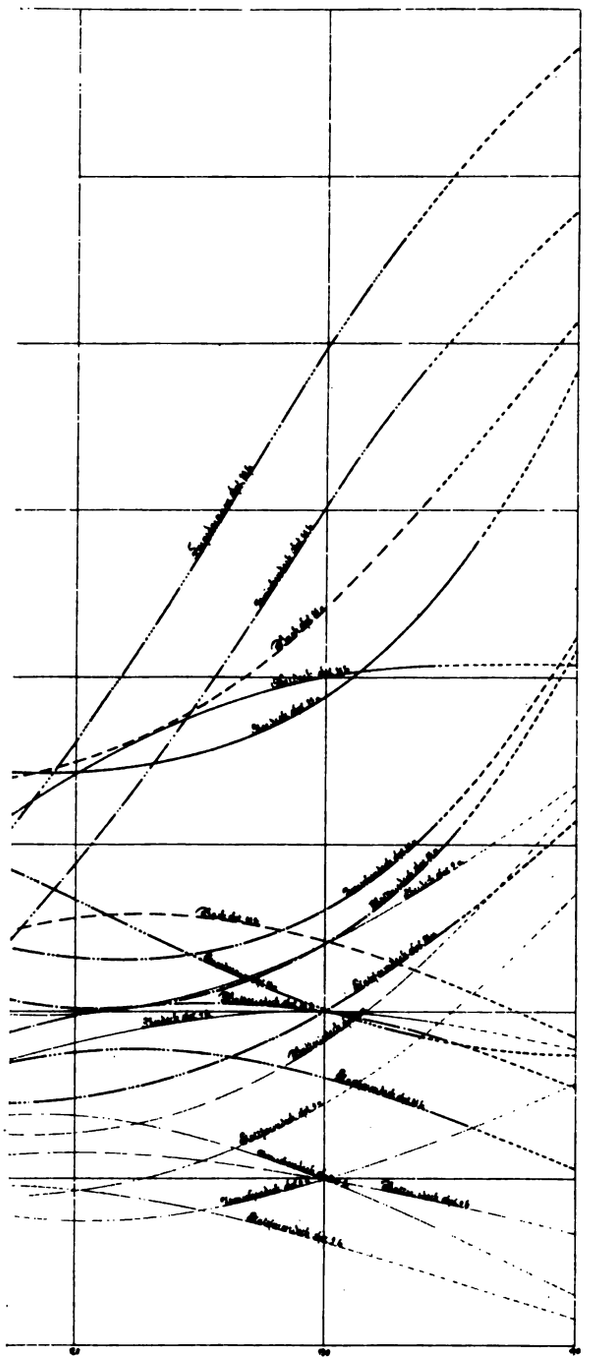


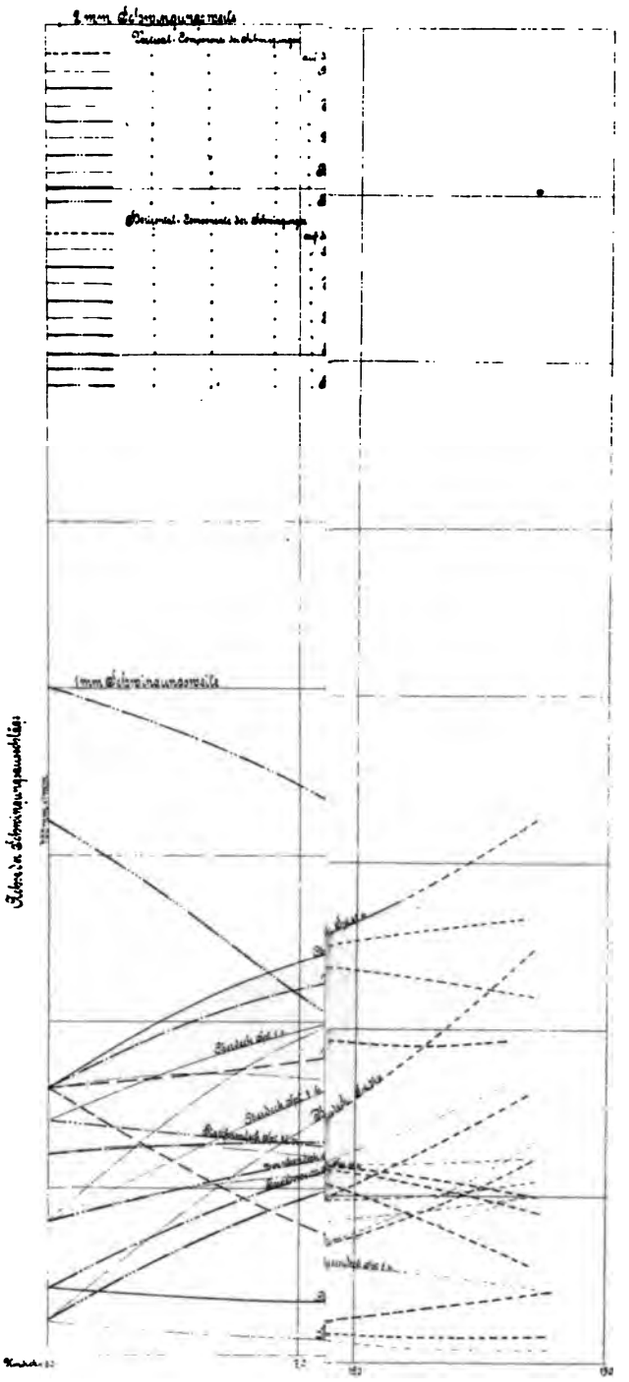


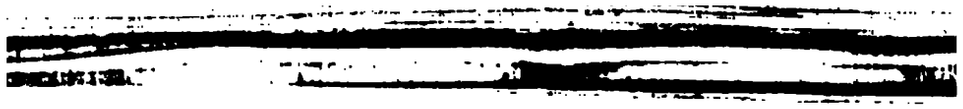


aque courbe, l'axe des ord
ne des abscisses, à partir a

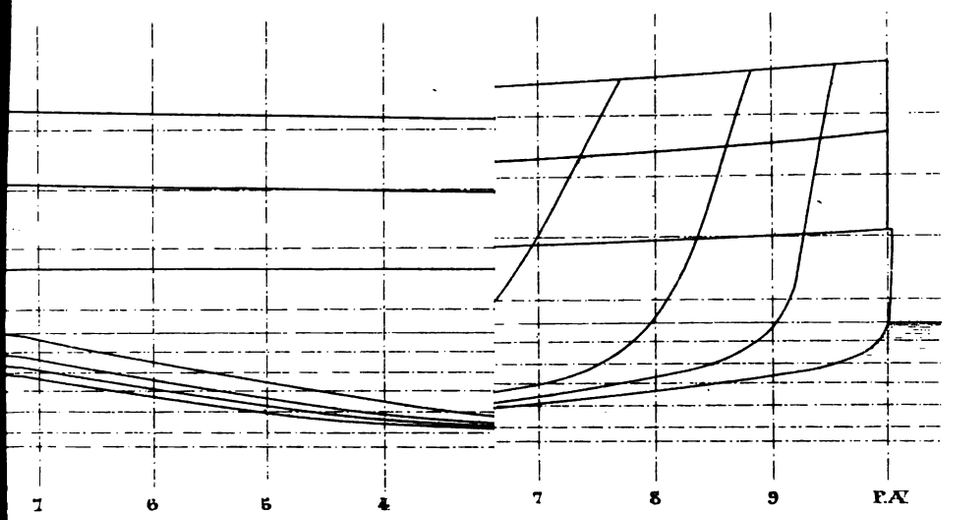
Imp. E. Duffrénay.



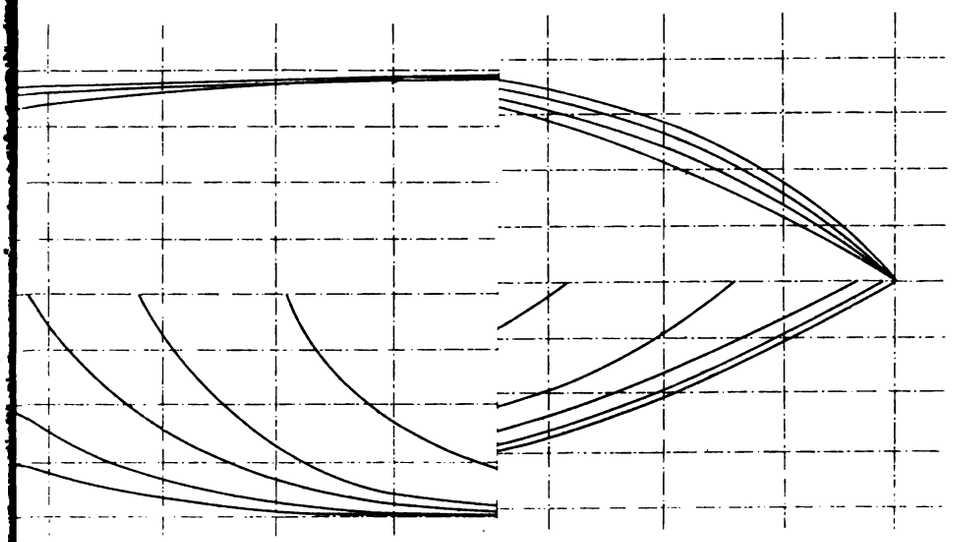




KONG "



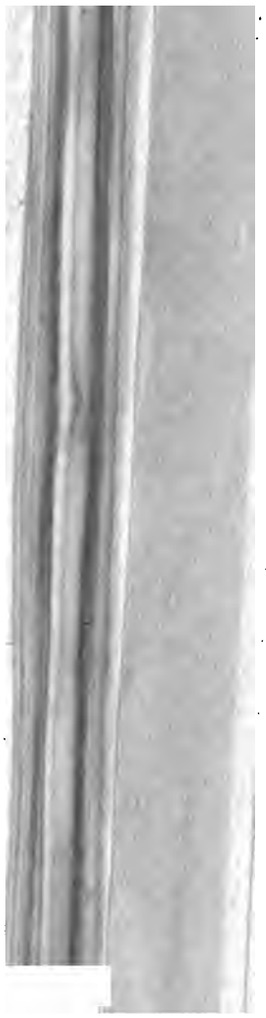
Longueur
Largeur



35969
L. Courtier, 43, rue de Dunkerque, Paris

Stanford University Libraries
3 6105 015 850 196

FOR USE IN LIBRARY BUILDING ONLY
DO NOT REMOVE



Stanford University Libraries
3 6105 015 850 196

FOR USE IN LIBRARY BUILDING ONLY
DO NOT REMOVE